



**Dottorato di Ricerca in Ingegneria Civile**  
***Graduate School in Civil Engineering***

Sede: Facoltà di Ingegneria - Università di Pavia - via Ferrata 1 – 27100 Pavia – Italy

Dottorato di Ricerca in Ingegneria Civile IX Nuova serie (XXIII Ciclo)

**Impianti in materiale plastico  
per il trasporto dei fluidi nel settore navale**

Ph.D Thesis  
Alessandro Marzi

*Relatore:*  
Ing. Giuseppe Bizzarrini

*Controrelatore:*  
Prof. Lucia Faravelli

Pavia, Ottobre 2010

*A nonno Mario e nonna Luisa...*

## Dottorato di Ricerca in Ingegneria Civile

<b>Settore:</b>	Ingegneria
<b>Field:</b>	Engineering
<b>Sede Amministrativa non consortile:</b>	Università degli Studi di Pavia
<b>Administrative location:</b>	University of Pavia
<b>Durata del dottorato in anni:</b>	3 anni
<b>Duration:</b>	3 years
<b>Periodo formativo estero:</b>	Come previsto dal regolamento del Dottorato di Ricerca
<b>Period in external organization:</b>	As required by the school's law
<b>Numero minimo di corsi:</b>	6 corsi
<b>Minimum number of courses:</b>	6 courses

## **Recapiti**



Dipartimento di Meccanica Strutturale  
via Ferrata 1 - 27100 Pavia - Italy  
Tel. 0382 / 505450      Fax 0382 / 528422



Dipartimento di Ingegneria Idraulica e Ambientale  
via Ferrata 1 - 27100 Pavia - Italy  
Tel. 0382 / 505300      Fax 0382 / 505589

## **Coordinatore**

CASCIATI Fabio - Professore Ordinario di Scienza delle Costruzioni (ICAR08)

Dipartimento di Meccanica Strutturale  
via Ferrata 1 - 27100 Pavia – Italy      Tel. 0382 / 505458      Fax 0382 / 528422  
e-mail: fabio@dipmec.unipv.it

## **Collegio dei Docenti**

CIAPONI Carlo	-	Professore Straordinario (ICAR02)
DEL GROSSO Andrea	-	Professore Ordinario UniGe (ICAR08)
FARAVELLI Lucia	-	Professore Ordinario (ICAR08)
GALLATI Mario	-	Professore Ordinario (ICAR01)
GOBETTI Armando	-	Professore Associato (ICAR08)
MOISELLO Ugo	-	Professore Ordinario (ICAR02)
PAPIRI Sergio	-	Professore Associato (ICAR02)
SALA Roberto	-	Professore Associato (ING-IND08)
MARCELLINI Alberto	-	Dirigente di ricerca CNR- Milano

## Organizzazione del corso

Il dottorato di ricerca in *Ingegneria Civile* presso la Scuola di Dottorato in Scienze dell'Ingegneria dell'Università degli Studi di Pavia è stato istituito nell'anno accademico 1994/95 (X ciclo).

Il corso consente al dottorando di scegliere tra quattro curricula: idraulico, sanitario, sismico e strutturale. Il dottorando svolge la propria attività di ricerca presso il Dipartimento di Ingegneria Idraulica e Ambientale per i primi due curricula o quello di Meccanica Strutturale per gli ultimi due.

Durante i primi due anni sono previsti almeno sei corsi, seguiti da rispettivi esami, che il dottorando è tenuto a sostenere. Il Collegio dei Docenti, composto da professori dei due Dipartimenti e da alcuni esterni all'Università di Pavia, organizza i corsi con lo scopo di fornire allo studente di dottorato opportunità di approfondimento su alcune delle discipline di base per le varie componenti. Corsi e seminari vengono tenuti da docenti di Università nazionali ed estere.

Il Collegio dei Docenti, cui spetta la pianificazione della didattica, si è orientate ad attivare ad anni alterni corsi sui seguenti temi:

- Meccanica dei solidi e dei fluidi
- Metodi numerici per la meccanica dei solidi e dei fluidi
- Rischio strutturale e ambientale
- Metodi sperimentali per la meccanica dei solidi e dei fluidi
- Intelligenza artificiale

più corsi specifici di indirizzo.

Al termine dei corsi del primo anno il Collegio dei Docenti assegna al dottorando un tema di ricerca da sviluppare sotto forma di tesina entro la fine del secondo anno; il tema, non necessariamente legato all'argomento della tesi finale, è di norma coerente con il curriculum, scelto dal dottorando.

All'inizio del secondo anno il dottorando discute con il Coordinatore l'argomento della tesi di dottorato, la cui assegnazione definitiva viene deliberata dal Collegio dei Docenti.

Alla fine di ogni anno i dottorandi devono presentare una relazione particolareggiata (scritta e orale) sull'attività svolta. Sulla base di tale relazione

il Collegio dei Docenti, "previa valutazione della assiduità e dell'operosità dimostrata dall'iscritto", ne propone al Rettore l'esclusione dal corso o il passaggio all'anno successivo.

Il dottorando può svolgere attività di ricerca sia di tipo teorico che sperimentale, grazie ai laboratori di cui entrambi i Dipartimenti dispongono, nonché al Laboratorio Numerico di Ingegneria delle Infrastrutture.

Il "Laboratorio didattico sperimentale" del Dipartimento di Meccanica Strutturale dispone di:

1. una tavola vibrante che consente di effettuare prove dinamiche su prototipi strutturali;
2. opportuni sensori e un sistema di acquisizione dati per la misura della risposta strutturale;
3. strumentazione per la progettazione di sistemi di controllo attivo e loro verifica sperimentale;
4. strumentazione per la caratterizzazione dei materiali, attraverso prove statiche e dinamiche.

Il laboratorio del Dipartimento di Ingegneria Idraulica e Ambientale dispone di:

1. un circuito in pressione che consente di effettuare simulazioni di moto vario;
2. un tunnel idrodinamico per lo studio di problemi di cavitazione;
3. canalette per lo studio delle correnti a pelo libero.

## Course Organization

The Graduate School of Civil Engineering, a branch of the Doctorate School in Engineering Science, was established at the University of Pavia in the academic year of 1994/95 (X cycle). The School allows the student to select one of the four offered curricula: Hydraulics, Environment, Seismic Engineering and Structural Mechanics. Each student develops his research activity either at the Department of Hydraulics and Environmental Engineering or at the Department of Structural Mechanics. During the first two years, a minimum of six courses must be selected and their examinations successfully passed. The Faculty, made by Professors of the two Departments and by internationally recognized external scientists, organizes courses and provides the students with opportunities to enlarge their basic knowledge. Courses and seminars are held by University Professors from all over the country and abroad. The Faculty starts up, in alternate years, common courses on the following subjects:

- solid and fluid mechanics,
- numerical methods for solid and fluid mechanics,
- structural and environmental risk,
- experimental methods for solid and fluid mechanics,
- artificial intelligence.

More specific courses are devoted to students of the single curricula.

At the end of each course, for the first year the Faculty assigns the student a research argument to develop, in the form of report, by the end of the second year; the topic, not necessarily part of the final doctorate thesis, should be consistent with the curriculum selected by the student. At the beginning of the second year the student discusses with his Coordinator the subject of the thesis and, eventually, the Faculty assigns it to the student. At the end of every year, the student has to present a complete report on his research activity, on the basis of which the Faculty proposes to the Rector his admission to the next academic year or to the final examination. The student is supposed to develop either theoretical or experimental research activities, and therefore has access to the Department Experimental Laboratories, even to the Numerical Laboratory of

Infrastructure Engineering. The Experimental Teaching Laboratory of the Department of Structural Mechanics offers:

1. a shaking table which permits one to conduct dynamic tests on structural prototypes;
2. sensors and acquisition data system for the structural response measurements;
3. instrumentation for the design of active control system and their experimental checks;
4. an universal testing machine for material characterization through static and dynamic tests.

The Department of Hydraulics and Environmental Engineering offers:

1. a pressure circuit simulating various movements;
2. a hydrodynamic tunnel studying cavitations problems;
3. a micro-channels studying free currents.

## Elenco delle tesi – Previous Ph.D Theses

Battaini Marco (X Ciclo)	Sistemi strutturali controllati: progettazione ed affidabilità.
Mariani Claudia (X Ciclo)	Problemi di ottimizzazione per strutture bidimensionali anisotrope
Negri Antonella (X Ciclo)	Stima delle perdite idrologiche nei bacini di drenaggio urbani
Pisano Aurora Angela (XI Ciclo)	Structural System Identification: Advanced Approaches and Applications
Saltalippi Carla (XI Ciclo)	Preannuncio delle piene in tempo reale nei corsi d'acqua naturali
Barbieri Eugenio (XI Ciclo)	Thermofluid Dynamics and Topology: Optimization of an Active Thermal Insulation Structure
Barbolini Massimiliano (XII Ciclo)	Dense Snow Avalanches: Computational Models, Hazard Mapping and Related Uncertainties
Espa Paolo (XII Ciclo)	Moti atmosferici generati da forze di galleggiamento: simulazioni numeriche e studio su modello fisico
Petrini Lorenza (XII Ciclo)	Shape Memory Alloys: Modelling the Martensitic Phase Behaviour for Structural Engineering Exploitation
Podestà Stefano (XIII Ciclo)	Risposta sismica di antichi edifice religiosi: una nuova proposta per un modello di vulnerabilità
Sturla Daniele (XIII Ciclo)	Simulazioni lagrangiane di flussi rapidamente variati nell'approssimazione di acque poco profonde
Marazzi Francesco (XV Ciclo)	Semi--active Control of Civil Structures: Implementation Aspects
Nascimbene Roberto (XV Ciclo)	Sail Modelling for Maximal Speed Optimum Design
Giudici Massimo (XVI Ciclo)	Progettazione in regime non lineare di strutture in CAP a cavi aderenti e non aderenti

Mutti Matteo (XVI Ciclo)	Stability Analysis of Stratified Three-- phase Flows in Pipes
Petaccia Gabriella (XVI Ciclo)	Propagazione di onde a fronte ripido per rottura di sbarramenti in alvei naturali
Casciati Sara (XVII Ciclo)	Damage Detection and Localization in the Space of the Observed Variables
D'Amico Tiziana (XVI Ciclo)	Ricerca e sviluppo di metodologie diagnostiche per il recupero di edifice monumentali: prove vibroacustiche sul tufo
Barco Olga Janet (XVII Ciclo)	Modeling the Quantity and Quality of Storm Water Runoff Using SWMM
Boguniewicz Joanna (XVIII Ciclo)	Integration of Monitoring and Modelling in the Surface Water State Evaluation Process of a Sub-Alpine Lake Watershed
Bornatici Laura (XVIII Ciclo)	L'impiego degli algoritmi generici per la risoluzione dei problemi di progetto di reti di distribuzione idrica
Collivignarelli Maria Cristina (XVIII Ciclo)	Trattamento di rifiuti liquidi mediante processi biologici aerobici termofili e mesofili e processi avanzati di ossidazione chimica in diversa
Domaneschi Marco (XVIII Ciclo)	Structural Control of Cable-stayed and Suspended Bridges
Ráduly Botond (XVIII Ciclo)	Artificial Neural Network applications in Urban Water Quality Modeling
Antoci Carla (XVIII Ciclo)	Simulazione numerica dell'interazione fluido-struttura con la tecnica SPH
Cappabianca Federica (XVIII Ciclo)	La valutazione del rischio valanghivo attraverso la modellazione dinamica
Callegari Arianna (XVIII Ciclo)	Applicazione di tecnologie di monitoraggio on-line per la gestione dei processi di trattamento reflui
Gazzola Elisa (XVIII Ciclo)	Applicazione di processi biologici anaerobici al trattamento di acque reflue e fanghi di depurazione: aspetti tecnici ed energetici
Giuliano Fabio (XIX Ciclo)	Performance Based Design and Structural Control for Cable Suspension Bridges

Maranca Federica (XVIII ciclo)	Valutazione del ciclo di vita (LCA): confronto tra sistemi di trasporto gas via gasdotto
Falappi Stefano (XIX Ciclo)	Simulazioni numeriche di flussi di fluidi viscosi e materiali granulari con la tecnica SPH
Zanaboni Sabrina (XIX Ciclo)	Pre-trattamento di rifiuti liquidi industriali mediante ossidazione ad umido
Bruggi Matteo (XX Ciclo)	Topology optimization using mixed finite elements
Cimellaro Gian Paolo (XX Ciclo)	Passive Control of Industrial Structures for Natural Hazard Mitigation: Analytical Studies and Applications
Abba Alessandro (XXI Ciclo)	Il recupero dei rifiuti speciali nel settore delle costruzioni: studio delle possibilità di recupero e valutazione dei meccanismi di lisciviazione.
Hamdaoui Karim (XXI Ciclo)	Experimental Application on Cu-based Shape Memory Alloys: Retrofitting of Historical Monuments and Base Isolation.
Messervey Thomas (XXI Ciclo)	Integration of Structural Health Monitoring into the Design, Assessment, and Management of Civil Infrastructures.
Ubertini Filippo (XXI Ciclo)	Wind Effects on Bridges: Response, Stability, and Control.
Fuggini Clemente (XXII Ciclo)	Using Satellites Systems for Structural Monitoring: Accuracy, Uncertainty, and Reliability
Massimo Raboni (XXII Ciclo)	Impiego di tecniche numeriche e sperimentali per l'analisi di fenomeni multiphysics
AlSaleh Raed (XXIII Ciclo)	Verification of Wind Pressure and Wind Induced Response of a Supertall Structure using a Long Term Structural Health Monitoring System
Crotti Barbara Marianna (XXIII Ciclo)	Verifiche di funzionalità e criteri di ottimizzazione degli impianti di potabilizzazione: alcuni casi di studio

Franchioli Luigi (XXIII Ciclo)

Analisi prestazionale dei sistemi di  
distribuzione idrica e calcolo della loro  
affidabilità

## ***Ringraziamenti***

L'autore vuole esprimere la sua più sincera gratitudine a coloro che gli hanno permesso di intraprendere l'esperienza del dottorato di ricerca: nell'idea di aver fornito un apporto alla ricerca in questo settore, si riconosce come senza queste persone tutto ciò non sarebbe stato possibile.

In particolare, è doveroso ringraziare l'Ing. Bizzarrini della Co.e.s Spa, le cui competenze scientifiche, unite alla sua costante disponibilità e ai continui suggerimenti, hanno permesso all'autore di svolgere le attività in modo proficuo rendendole ancora più gradevoli ed interessanti.

Un sentito ringraziamento vuole essere rivolto al Prof. Casciati e alla Prof.ssa Faravelli, per il grande contributo, il costante supporto e i numerosi consigli che hanno saputo offrire in questi tre anni sia a livello scientifico che umano.

# Indice

<b>Introduzione</b>	1
<b>Capitolo 1</b>	
<b>Impiantistica civile e navale. Note tecniche</b>	
1.1 Sistemi di trasporto delle acque in materiale plastico	3
1.2 Vantaggi e criticità delle tubazioni in plastica	4
1.3 Impianto normativo civile vs. navale: ambiti di applicazione e indicazioni progettuali	7
1.4 Collaborazione Fincantieri-CO.E.S per lo sviluppo di tubazioni in plastica all'interno delle navi da crociera	9
1.4.1 Sviluppo e validazione di elementi per il sistema di adduzione delle acque	10
1.4.2 Progettazione di sistemi per le tubazioni di scarico	10
1.4.3 Verso la progettazione di un sistema resistente al fuoco	12
1.4.3.1 Gli incendi nel settore navale: i precedenti. Il ruolo degli impianti	12
1.4.3.2 Stato dell'arte	13
1.4.3.3 Progetto "Mobilità sostenibile", INDUSTRIA 2015	14
<b>Capitolo 2</b>	
<b>Sviluppo e validazione di elementi per il sistema di adduzione</b>	
2.1 Introduzione	17
2.2 Prove sperimentali sui materiali costituenti	18

2.2.1	Struttura delle prove sperimentali	18
2.2.2	Risultati dei <i>test</i> in laboratorio	21
2.3	Riproduzione delle prove sperimentali mediante analisi <i>fem</i>	35
2.3.1	Costruzione del modello matematico	35
2.3.2	Considerazioni finali sui risultati	37
2.4	Sviluppo di nuovi raccordi mediante modelli matematici	41
2.4.1	Raccordo del tipo a TEE	42
2.4.2	Raccordi a flangia	52
2.4.3	Conclusioni	59

### **Capitolo 3**

#### **Progettazione di sistemi per le tubazioni di scarico: prima parte**

3.1	Introduzione	61
3.2	Sviluppo di un tubo di scarico secondo i criteri di impiego navale e ai sensi della norma IMO A.18/Res. 753	62
3.2.1	Caratterizzazione dei materiali mediante prove sperimentali	62
3.2.2	Selezione della tipologia costitutiva	79
3.2.3	Pressioni e temperature di lavoro	83
3.2.4	Resistenza alla depressione	84
3.3	Studio della disposizione dei sistemi di ancoraggio	85
3.3.1	Tubazioni orizzontali: freccia e <i>stress</i> max	87
3.3.2	Tubazioni verticali: il problema dell'instabilità	90
3.3.3	Disposizioni adottata per gli staffaggi	93
3.3.4	Condizioni di risonanza	94
3.4	Conclusioni	97

## **Capitolo 4**

### **Progettazione di sistemi per le tubazioni di scarico: seconda parte**

4.1 Introduzione	99
4.2 Sviluppo di un sistema di saldatura efficiente per le giunzioni ad innesto: “la guarnizione elettrica”	100
4.2.1 Le guarnizioni tradizionali	100
4.2.2 La “guarnizione elettrica”	100
4.2.2.1 Descrizione del dispositivo	100
4.2.2.2 Analisi ad elementi finiti	103
4.3 Prototipazione virtuale della “guarnizione elettrica”	122
4.3.1 I manicotti elettrici: generalità	122
4.3.2 Descrizione dell’attività	124
4.3.3 Analisi ad elementi finiti	127
4.3.3.1 Step 1: analisi termo meccanica disaccoppiata	128
4.3.3.2 Step 2: analisi termo meccanica disaccoppiata	140
4.3.3.3 Step 3: analisi termo meccanica accoppiata	141
4.4 Conclusioni	148

## **Capitolo 5**

### **Studio preliminare per la realizzazione di un tubo resistente al fuoco**

5.1 Premessa	149
5.2 Requisiti di resistenza al fuoco secondo la norma IMO A.18/Res. 753	150
5.2.1 Livelli di <i>Fire Endurance</i>	150

5.2.2 Metodologia per <i>Fire Endurance Testing</i> di tubi di plastica pieni d'acqua	151
5.3 Verso la creazione di un prototipo: analisi e valutazioni	153
5.3.1 Valutazioni iniziali	153
5.3.2 Ritorni economici e funzionali	155
5.3.3 Scelta della tipologia di tubo	156
5.4 Verso la creazione di un prototipo: prove sperimentali e modelli numerici	157
5.4.1 Struttura teorica della ricerca	157
5.4.2 Il modello “pentola” come prototipo preliminare al tubo	158
5.4.3 Campagna di prove sperimentali	158
5.4.3.1 Prove di combustione su piccola fiamma	159
5.4.3.2 Prove di combustione su grande fiamma	165
5.4.4 Considerazioni in merito alle prove sperimentali	167
5.4.5 Simulazioni numeriche sul tubo	174
5.4.5.1 Considerazioni ed ipotesi preliminari	174
5.4.5.2 Tubo di acciaio inox AISI 310s	175
5.5 Conclusioni	185
<b>Conclusioni</b>	187
<b>Bibliografia</b>	189

## Introduzione

Questa tesi di dottorato riassume un triennio di collaborazione con l'ente finanziatore, la COES s.p.a., un'importante azienda italiana che da quasi mezzo secolo è leader a livello nazionale ed internazionale nella produzione e commercializzazione di prodotti e sistemi completi per l'impiantistica idro-termosanitaria all'interno di edifici civili. In particolare, la società si occupa di ricerca e sviluppo di tecnologie impiantistiche nel mondo delle materie plastiche.

Nel 2006 COES s.p.a. fa il suo ingresso in un segmento di mercato nuovo: il settore navale. Più fattori si configurano come elementi di novità nel passaggio da una concezione tradizionale come quella civile ad un'altra meno convenzionale, quale quella navale: differenti prescrizioni normative, nuove esigenze progettuali ed operative, ragioni topologiche. Subentrano dunque una serie di problematiche cui l'azienda deve far fronte.

La necessità di operare sovente alla frontiera delle conoscenze, suggerisce all'azienda di avvalersi di un candidato al dottorato di ricerca, anziché ad un tecnico generico.

L'attività consiste nel tentativo di adattare prodotti *standard* a differenti impieghi, nella ricerca di soluzioni innovative e nella creazione di prodotti alternativi con lo sviluppo di prototipi.

Il Capitolo 1 è un "cappello" introduttivo in cui si effettua un inquadramento generale del campo di applicazione: si parla della nascita e dello stato di avanzamento del settore dei sistemi di trasporto delle acque in materiale

plastico, dell'enorme potenziale dei polimeri che ne giustifica una crescita sempre maggiore, dal mondo civile al navale in oggetto e dell'impianto normativo vigente, con un'attenzione rivolta al confronto tra prescrizioni dei regolamenti civili e nautici. Nel proseguo del capitolo si delineano le attività affrontate che vengono suddivise in tre macro filoni: la prima parte, che ha interessato i sistemi di adduzione delle acque, la seconda, inerente alle tubazioni di scarico e la terza, in cui si presenta l'approccio al tema della resistenza al fuoco.

Nel Capitolo 2 viene sviluppato il primo dei tre temi: si riportano i risultati ottenuti da prove sperimentali eseguite su materiali destinati al sistema di adduzione e viene condotto un lavoro di caratterizzazione molto accurato degli stessi, sia a livello sperimentale che numerico. In seguito, l'attenzione è rivolta alla modellazione di due elementi di connessione che necessitavano di essere implementati: un raccordo "a TEE" e un raccordo a flangia.

Nel Capitolo 3 e nel Capitolo 4 l'attenzione è rivolta al sistema di scarico.

Nella prima delle due sezioni vengono presentati e discussi i risultati di un'ulteriore campagna di prove sperimentali finalizzata alla scelta del materiale idoneo e un criterio che garantisse l'osservanza dei requisiti imposti. Quindi vengono studiate e proposte un serie di regole adeguate per vincolare i sistemi di tubazione riducendo le sollecitazioni sui materiali.

Nella seconda parte inerente lo scarico, è invece presentato un dispositivo di raccordo per elementi di smaltimento dei fluidi del tutto nuovo, che permette ad un sistema normalmente funzionante a gravità di asservire anche l'impiego in depressione.

Infine nel Capitolo 5 è introdotto il problema della resistenza al fuoco dei tubi in plastica in ottemperanza alle richieste della normativa navale. Vengono illustrati modalità e risultati di *test* di laboratorio e un approccio alla simulazione numerica per lo sviluppo di sistemi *fire resistant*.

# Capitolo 1

## Impiantistica civile e navale. Note tecniche

### 1.1 Sistemi di trasporto delle acque in materiale plastico

L'uso di tubazioni in plastica per il trasporto di acqua potabili, sanitarie, di scarico, grigie e nere, ha visto un crescente successo a partire dagli anni '70 con il PVC, il LDPE, l'HDPE e infine con il PP a partire dagli anni '80. A partire dagli stessi anni è stato costruito nei diversi paesi un quadro normativo forte e consolidato che delimita e definisce gli ambiti di applicazione dei singoli prodotti in funzione di geometrie e materiali: questo quadro è cresciuto in coordinamento con gli sviluppi, l'evoluzione e le idee che i produttori di materia prima, i produttori di sistemi e gli installatori hanno richiesto e proposto.

Nel settore navale l'ingresso della tecnologia della plastica ha trovato maggiori ostacoli ed è stata frenata negli anni più che altro da ragioni di natura culturale, qui ben più radicate che nel civile, che tendevano a concepire la nave come una struttura interamente in ferro.

Soltanto intorno alla metà degli anni '90 si è assistito alle prime installazioni: nella fattispecie, tubazioni in PPR per l'adduzione dell'acqua potabile fredda e in PBT per il trasporto di acqua sanitaria. A partire da quel

periodo, il concomitante sviluppo del settore della navi da crociera, in sostanza grandi “alberghi galleggianti”, ha incentivato l’utilizzo della plastica nei servizi non essenziali per la navigazione, ma capaci di offrire ai passeggeri un giusto livello di *comfort*.

## **1.2 Vantaggi e criticità delle tubazioni in plastica**

La crescente applicazione della plastica nel settore impiantistico trova le sue ragioni nei numerosi vantaggi offerti da tale materiale, che ne giustificerebbero lo sviluppo nel navale tanto quanto nel civile.

Innanzitutto una questione economica: i costi di materia prima e produzione sono contenuti perché necessitano basse temperature rispetto alla lavorazione dei metalli.

A livello strutturale risultano tenaci e presentano una buona resistenza alle sollecitazioni meccaniche: a differenza del metallo necessitano solo di una più accurata attività di ingegnerizzazione. Hanno inoltre buone proprietà elastiche e ottima adattabilità a movimenti differenziali (si pensi al sistema terreno-struttura, alle vibrazioni indotte tra gli elementi strutturali etc..).

Un punto di forza rispetto ai materiali metallici è il fatto di essere inerti al problema della corrosione: le cause tipiche sono le correnti galvaniche e le correnti vaganti, determinate dalla dispersione di corrente dovuta a impianti a corrente continua che utilizzano il terreno per la messa a terra. Nelle tubazioni in acciaio è un problema molto frequente, che può portare al rapido deterioramento e alla foratura della condotta. Sono dunque resistenti alla ruggine, all’aggressione da parte degli agenti chimici e in particolare, pensando all’ambiente marino, alla salsedine, scongiurando l’effetto deleterio dell’ossidazione. Questo non è un dettaglio assolutamente trascurabile se si pensa che a causa di tali fenomeni le tubazioni in acciaio vengono mediamente sostituite ogni tre anni: neanche la diffusione di nuove tecnologie, come il rivestimento con *film* protettivi, zincature, verniciature, né lo stesso acciaio inossidabile hanno potuto sopperire a detta problematica.

Dunque comportano certamente una notevole riduzione dei costi di gestione.

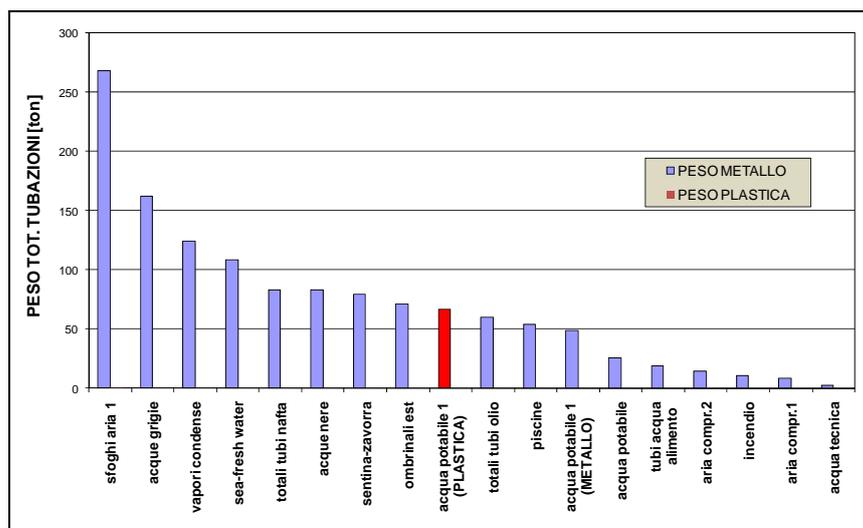
I sistemi in plastica sono poi di facile trasporto e in generale installazione, sono disponibili in grandi lunghezze, il numero minore di giunzioni facilita la velocità di posa e riduce le possibilità di avere delle perdite.

Un altro motivo di risparmio si ha in condizioni di lavoro: infatti, i tubi in plastica presentano delle superfici interne piuttosto lisce, tali da offrire un minore attrito al passaggio del fluido, così contribuendo a diminuirne le perdite energetiche nel trasporto.

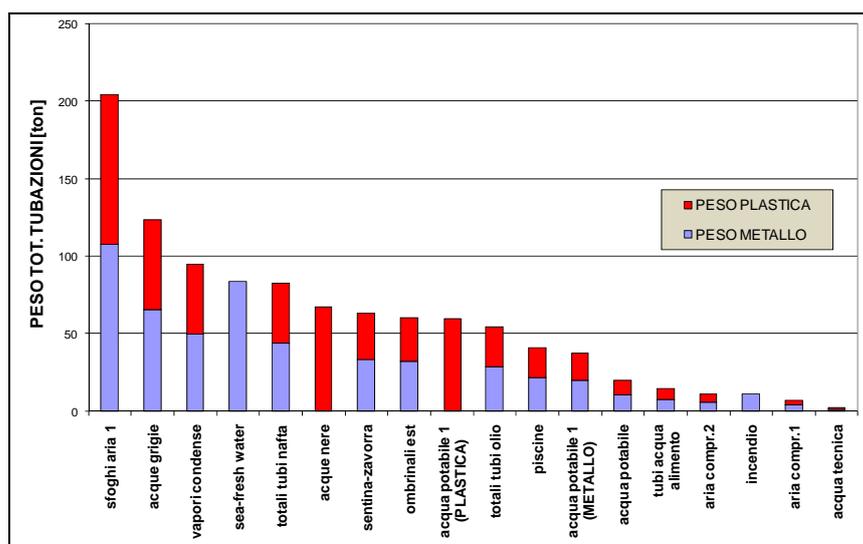
Un'ulteriore convenienza, ultima, ma non per importanza, è la leggerezza. Questo fattore riveste un ruolo di estrema importanza a livello generale (si pensi solo ai costi di trasporto inferiori), ma in modo specifico in campo navale: a tale proposito, nell'ambito di questa attività, è stato condotto uno studio per dimostrare l'ipotesi di risparmio che si otterrebbe sostituendo in più alta percentuale possibile le tubazioni in metallo con tubazioni in plastica. L'analisi è stata effettuata sugli impianti di una nave da crociera in normale servizio avente una stazza dell'ordine delle 100.000 tonnellate. Si è stimato che il peso totale degli impianti è di circa 1300 tonnellate, di cui, nel momento in cui questo calcolo è stato svolto, soltanto il 5% in materiale composito: come mostrato nel grafico di Figura 1.1, tale percentuale era utilizzata per soddisfare una parte, neanche la totalità, dell'adduzione di acqua potabile. Nello stesso grafico vengono distinte tutte le destinazioni d'uso e il relativo ammontare complessivo di peso.

In seguito si è ipotizzato di poter sostituire circa il 60% delle tubazioni metalliche. Oltre alla parte destinata all'acqua potabile già affidata alla plastica, si è eseguito il calcolo considerando il totale impiego anche per le acque nere, visto, che, secondo gli addetti ai lavori, la sostituzione al 100% era già possibile e non presentava problemi. Come si evince dal grafico di Figura 1.2, la diminuzione in peso è decisamente importante perché corrisponderebbe a circa 300 tonnellate: le ricadute positive sarebbero immense.

Mediante utilizzo di sistemi di tubazioni realizzati in materiale composito anziché quelle metalliche attualmente in uso, potrebbero conseguire un aumento del carico pagante e/o una riduzione dei consumi, considerato che il risparmio in peso sarebbe equivalente a quello di circa 4000 passeggeri.



**Figura 1.1. Distribuzione del peso totale degli impianti: situazione vigente al momento di inizio attività. Solo una parte di tubi destinati al trasporto di acqua potabile era in materiale plastico**



**Figura 1.2. Stima di riduzione del peso complessivo attuata con l'ipotesi di impiego di tubi in plastica al 60% per ogni tipologia di trasporto**

Al di là delle ragioni di tipo culturale di cui si è accennato al precedente paragrafo, tutt'ora, sebbene il mondo della plastica si stia finalmente facendo largo nel ramo navale, esiste un evidente ostacolo alla sostituzione *in toto* delle tubazioni metalliche: quello di non essere *fire-resistant*.

Il limite del tubo di plastica è dato dalla ridotta resistenza alla temperatura e dalla sua combustibilità in caso di incendio che ne consentono l'utilizzo a zone dove le temperature non superino i 60°C (?) e, in caso di incendio, a quegli impianti il cui danneggiamento non pregiudichi la mobilità della nave. Dunque, saranno sempre bandite zone a rischio come ad esempio la sala-macchine e le zone dei motori, mentre per altre aree, al momento non ancora sfruttate, sarà obiettivo futuro realizzare un tubo con caratteristiche appropriate, tali da permetterne l'installazione, previa rispetto dei requisiti imposti dalle normative di settore. Una parte dell'attività presentata in questo lavoro è stata dedicata a tale argomento: come si vedrà (cfr. Capitolo 5), il discorso è stato per ora soltanto intrapreso, in attesa di sviluppi futuri.

### **1.3 Impianto normativo civile vs. navale: ambiti di applicazione e indicazioni progettuali**

Lo *Standard* che ha tracciato le linee guida per l'applicazione di tubazioni in plastica sulle navi è la norma internazionale I.M.O. A.18/Res. 753, dove l'acronimo sta per "*International Maritime Organisation*".

La presente normativa ammette l'utilizzo di tubazioni in plastica senza precisazioni di composizione e stabilisce i limiti di applicabilità di questi materiali: questi sono contenuti in una matrice, riportata in Figura 1.3 (la "*Fire Endurance requirements matrix*") che effettua una divisione per ambito (zona della nave di installazione) e funzione (tipo di liquido trasportato e scopo dell'impianto). In particolare, le righe indicano le tipologie, le colonne le zone di applicazione, i colori grigio, verde e rosso sottolineano rispettivamente quando un tipo è non applicabile, approvato e non permesso in; le note nella parte sottostante in azzurro forniscono alcune precisazioni.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	Location	
<b>CARGO</b> (Flammable cargoes f.p. ≤ 60°C)													
1 Cargo lines										9			A. Machinery spaces of Category A.
2 Crude oil washing lines										9			B. Other machinery spaces and pump rooms
3 Vent lines										9			C. Cargo pump rooms
<b>INERT GAS</b>													D. Ro-ro cargo holds
4 Water seal effluent line			1				1	1	1	1			E. Other dry cargo holds
5 Scrubber effluent line	1	1							1	1			F. Cargo tanks
6 Main line												6	G. Fuel oil tanks
7 Distribution lines													H. Ballast water tanks
<b>FLAMMABLE LIQUIDS</b> (f.p. > 60°C)													I. Cofferdams void spaces pipe tunnel and ducts
8 Cargo lines							3			9			J. Accommodation service and control spaces
9 Fuel oil							3						K. Open decks
10 Lubricating													
11 Hydraulic oil													
<b>SEAWATER</b> (1)													
12 Bilge main and branches													
13 Fire main and water spray													
14 Foam system													
15 Sprinkler system													
16 Ballast													
17 Cooling water, essential services													
18 Tank cleaning services fixed machines													
19 Non essential systems													
<b>FRESH WATER</b>													
20 Cooling water, essential services													
21 Condensate return													
22 Non essential systems													
<b>SANITARY/DRAINS/SCRUPPERS</b>													
23 Deck drains (internal)	4	4	4										
24 Sanitary drains (internal)													
25 Scuppers and dischargers (overboard)	1-7	1-7	1-7	1-7	1-7	1-7						1-7	
<b>SOUNDING/AIR</b>													
26 Water tanks/ dry spaces										9			
27 Oil tanks (f.p. > 60°C)										3	9		
<b>MISCELLANEOUS</b>													
28 Control air	5	5	5	5	5							5	
29 Service air (non essential)													
30 Brine													
31 Auxiliary low pressure steam ≤ 7 bar													

1	Where non metallic piping is used, remotely controlled valves to be proved at ship's side (valve is to be controlled from outside space).
2	Remote closing valves to be provided at the cargo tanks.
3	When cargo tanks contain flammable liquids with f.p. >60°C, ● may replace ○ or ●.
4	For drains serving only the space concerned, ● may replace ●.
5	When controlling functions are not required by statutory requirements or guidelines, ● may replace ●.
6	For pipe between machinery space and deck water seal, ● may replace ●.
7	Scuppers serving open decks in positions 1 and 2, as defined in regulation 13 of the International Convention on Load Lines, 1966, should be ● throughout unless fitted at the upper end with the means of closing capable of being operated from a position above the freeboard deck in order to prevent downflooding.
8	For essential services, such as fuel oil tank heating and ship's whistle, ● is to replace ●.
9	For tankers where compliance with paragraph 3(f) of regulation 13F of Annex I of MARPOL 73/78 is required, ○ is to replace ●.

**Figura 1.3. La "Fire Endurance requirements matrix" stabilisce gli ambiti di applicazione dei tubi in plastica per tipologia e zona di installazione**

Per quanto riguarda gli impianti di adduzioni in PP nel civile la norma di riferimento è la UNI EN ISO 15874.

Essa specifica gli aspetti generali dei sistemi di tubazioni di polipropilene (PP) previsti per l'utilizzo delle installazioni di acqua calda e fredda all'interno degli edifici per l'adduzione di acqua al consumo umano (sistemi domestici) e per i sistemi di riscaldamento, con pressioni e temperature progettate secondo la classe di applicazione. I requisiti prestazionali per i sistemi di tubazioni conformi alla EN ISO 15874 sono specificati per quattro classi differenti di applicazione. Ogni classe è correlata ad un tipico campo di applicazione e per un progetto di vita operativa di 50 anni.

Tutti i sistemi che soddisfano le condizioni specificate nel prospetto 1 devono anche essere idonei all'adduzione di acqua fredda per un periodo di 50 anni alla temperatura di 20 °C ed una pressione di progetto di 10 bar. Tutti gli impianti di riscaldamento devono utilizzare come fluido di trasferimento solamente acqua o acqua trattata.

La normativa UNI EN 1451 regola le tubazioni di scarico in campo civile. A differenza della IMO, la norma fa precisazioni su tutto: caratteristiche geometriche, caratteristiche meccaniche (resistenza all'urto), caratteristiche fisiche, requisiti prestazionali.

## **1.4 Collaborazione Fincantieri-CO.E.S per lo sviluppo di tubazioni in plastica all'interno delle navi da crociera**

La collaborazione Fincantieri-CO.E.S Spa ha avuto inizio nel 2006 con l'affiancamento dell'unico fornitore di tubi in PPR allora presente, che destinava i suoi tubi alla sola adduzione di acqua potabile.

L'attività descritta nella presente tesi si inquadra nell'ambito del rapporto tra Fincantieri e CO.E.S Spa e tra CO.E.S Spa e l'Università di Pavia. Lo studio, lo sviluppo e la validazione delle nuove applicazioni che verranno nel seguito presentate, sono stati svolti secondo tre filoni principali, riguardanti:

- Il sistema di adduzione;

- Il sistemi di scarico;
- Il problema della resistenza al fuoco.

### **1.4.1 Sviluppo e validazione di elementi per il sistema di adduzione delle acque**

Il sistema di adduzione è costituito da tubazioni funzionanti in pressione. La tipologia di tubazioni costituenti il sistema di adduzione già esistenti in azienda non presentava particolari problemi nell'applicazione navale. Addirittura, i capitolati per applicazioni civili dei tubi in pressione sono più severi di quanto non sia esplicitato nel navale: infatti le normative civili intendono garantire una vita utile delle tubazioni di almeno 50 anni, tenendo conto della sensibilità al *creep* dei diversi polimeri.

Per quanto riguarda la raccorderia, è stato invece necessario estendere la gamma dei dimensionali ai grandi diametri, in particolare DN160 e 200.

Si è dunque provveduto a caratterizzare e ad implementare il funzionamento di:

- Raccordi del tipo “a TEE”;
- Raccordi di tipo “a flangia”

I dettagli dello studio sono presentati e approfonditi nel Capitolo 2.

### **1.4.2 Progettazione di sistemi per le tubazioni di scarico**

L'inserimento di sistemi di scarico in plastica ha richiesto invece uno sviluppo specifico per adattare il prodotto civile alle esigenze navali.

La differenza sostanziale tra l'applicazione nel civile e nel navale riguarda il principio di funzionamento. Lo scarico civile è un sistema funzionante a gravità, mentre i sistemi di scarico per le navi devono essere sempre considerati scarichi in pressione anche quando il normale funzionamento avviene per gravità.

Per gli scarichi sulle navi si possono distinguere tre zone di funzionamento:

- A gravità: per acque grigie;
- A gravità: per acque meteoriche (ombrinali)
- Impianti di svuotamento piscine;
- Sfoghi d'aria per serbatoi acqua;
- In depressione: per acque nere.

Le acque grigie passano in tubi a gravità perché, per loro natura, la possibilità di intasamento è alquanto ridotta.

Le acque nere, invece, vengono convogliate attraverso tratte funzionanti in depressione, perché, sempre per loro natura, più facilmente possono dar luogo a delle ostruzioni. Ciò è favorito dall'impiego di tubi con diametri ridotti (diametro massimo è il DN 75), unitamente alla presenza di pendenze nulle che sono proprie di una struttura come la nave per lo più sviluppata in orizzontale: di contro l'opposta morfologia di un edificio, che scarica dai vari piani nel suo sviluppo verticale. Un'ulteriore fattore può essere il cambio di assetto, nell'alternanza di rollio e beccheggio, dovuto al moto oscillatorio ondosso che può generare contropendenze.

Tutti gli impianti devono comunque sopportare la pressione di prova, condizione che si verifica in fase di collaudo e in presenza di eventuali sovrappressioni causate dalla manovre di pulizia dell'impianto. Si richiede, in particolare, la tolleranza ad una pressione equivalente a 9 metri di altezza (pari all'altezza di tre piani di nave), che corrisponde alla pressione di 1 bar.

Di conseguenza si è rivelato necessario garantire un tubo che potesse sopportare tali requisiti e lo scopo è stato perseguito attraverso le seguenti fasi di lavoro:

- 1) Analisi sperimentali sui materiali costitutivi e scelta della tipologia di tubo;
- 2) Perfezionamento del sistema di fissaggio dell'impianto;

- 3) Progettazione e “prototipazione virtuale” di una tipologia di raccordo tra elementi di tubo più efficiente.

L’analisi del lavoro svolto è affrontata nei Capitoli 3 e 4.

### **1.4.3 Verso la progettazione di un sistema resistente al fuoco**

#### **1.4.3.1 Gli incendi nel settore navale: i precedenti. Il ruolo degli impianti**

Non è forse diffuso nell’immaginario comune quale sia il reale problema per l’incolumità dei passeggeri di una nave: la prima cosa che si pensa in riferimento a ciò è la possibilità che l’imbarcazione possa affondare per, non si sa bene, quali ragioni. In realtà, fatta eccezione per le navigazioni che percorrono i freddi mari artici o antartici, in cui la presenza di *iceberg* costituisce ad oggi ancora una minaccia, sia pur con un limitato indice di accadimento, la possibilità di colare a picco è veramente una rarità.

Altre circostanze sfavorevoli (urti di banchine, nave in secca etc..) possono più che altro arrecare ingenti e costosi danni economici.

Il rischio ben più serio, invece, è quello dell’incendio a bordo: numerosi i precedenti (i tristemente noti *Achille Lauro*, *Moby Prince* fino ai più recenti come la *Vincenzo Florio*, *Lisco Gloria* etc..). Diverse possono essere le cause, quali: perdite di idrocarburi nel “Locale Macchine”, surriscaldamento, correnti elettrostatiche (passaggio dei fluidi in zone delicate, sfregamento dei corpi etc..), apparecchi per l’uso di cucina, ignizioni spontanee, lavori con fiamma, corti circuiti e sigarette, tanto per citare alcuni esempi.

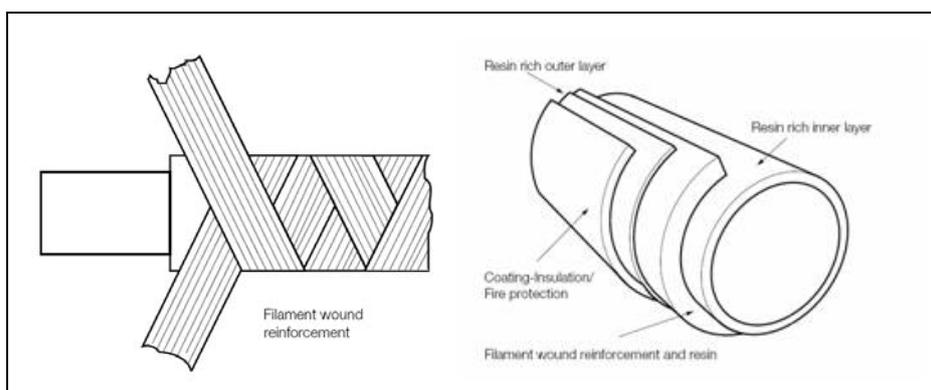
In questo contesto assai problematico, il ruolo degli impianti è molto rilevante. Dunque, l’installazione di tubi che possano deteriorarsi sotto carichi d’incendio perdendo sostanze che possano contribuire ad alimentare le fiamme, è assolutamente poco raccomandabile per quanto riguarda le zone più a rischio. E ancora, la perdita di funzionalità di sistemi che debbano mantenersi integri per permettere le operazioni di sicurezza nella fase di estinzione del fuoco, è chiaramente da evitare. Un ulteriore problema è rappresentato dall’eccessiva

fumosità del tubo infiammato: un sistema resistente il più a lungo possibile potrebbe anche scongiurare pericoli di soffocamento dei passeggeri, anche nelle situazioni di incendi localizzati.

### 1.4.3.2 Stato dell'arte

Nonostante le tubazioni in plastica *fire-resistant* siano contemplate dalle normative navali da più di un decennio, attualmente sono disponibili sul mercato poche soluzioni alternative rispetto alle tubazioni in acciaio utilizzate comunemente, con o senza protezione di vernici intumescenti, capaci di soddisfare i requisiti contemplati dalle normative civili (EN 13823 “Euroclasses”), navali (I.M.O. A.18/Res. 753) e militari (N.A.T.O standard STANAG 4602).

I sei prodotti disponibili sul mercato sono realizzati in materiale composito a base di resine termoindurenti secondo lo schema di Figura 1.4.



**Figura 1.4. Esempio di tubi *fire resistant* presenti sul mercato: rappresentazione schematica dei materiali costituenti**

Questi prodotti sono già disponibili sul mercato della cantieristica navale e delle piattaforme *off-shore* e sono classificati come “L<sub>3</sub>”: tale denominazione sta ad indicare una classe di rispetto di alcuni requisiti di resistenza al fuoco, come verrà chiarito nel Capitolo 5, Paragrafo 5.2.1.

Uno studio effettuato dal Ministero della Difesa Francese mostra tuttavia che nella realtà il composito in resina (epossidica o vinilestere) e fibra di vetro non è sufficiente per rispondere a tutti i requisiti proposti in assenza di un rivestimento esterno di 5-7 mm di materiale intumescente o reattivo al fuoco.

#### **1.4.3.3 Progetto “Mobilità sostenibile”, INDUSTRIA 2015**

Il disegno di legge sulla nuova politica industriale denominato INDUSTRIA 2015, varato dal governo italiano il 22 settembre 2006 e recepito dalla Legge Finanziaria 2007, ha posto le basi per una nuova sinergia tra CO.E.S e Fincantieri. All'interno del disegno di legge si inseriva il progetto di innovazione industriale “Mobilità sostenibile”, il quale, sulla base di finanziamenti provenienti dalla Comunità Europea, aveva lo scopo di incentivare le grandi aziende nazionali ad intraprendere un'attività di ricerca e sviluppo consistente, con la collaborazione di una fitta rete di *partners* che beneficiassero a loro volta delle sovvenzioni.

In base a quanto recitato nel bando proposto dal Ministero per lo Sviluppo Economico (Decreto Interministeriale dell'8 febbraio 2008), l'intento era quello di sviluppare: sistemi di bordo efficienti ed ecologici, relativi a generazione e distribuzione di energia, comfort di passeggeri ed equipaggio (ad es. impianti e sistemi di condizionamento, illuminazione, in sonorizzazione, comunicazione, ecc.), gestione/trattamento di rifiuti, acque reflue e zavorra, emissioni in aria e acqua, sicurezza ed emergenza, movimentazione a bordo, imbarco/sbarco di merci e/o passeggeri.

Fincantieri propone a CO.E.S di entrare nel progetto in qualità *partner* con l'obiettivo di incrementare l'installazione di tubazioni in materiale plastico.

Come discusso nel Paragrafo 1.2 del presente capitolo, tale volontà si scontrava, però, con la mancata rispondenza di tale materiale ai requisiti di resistenza al fuoco: in questo contesto è cominciata un'attività di ricerca volta a realizzare un tubo che superasse il problema dell'incendio, secondo quanto previsto dalla norma I.M.O. A.18/Res. 753.

Il finanziamento della Comunità Europea prevedeva lo stanziamento di fondi necessari al coinvolgimento di un *equipe* di persone, all'acquisto di tecnologie, allo svolgimento di specifiche prove sperimentali. Purtroppo l'erogazione dei contributi è stata ben presto rallentata dalla concomitante situazione di crisi economica dei mercati internazionali, costringendo l'azienda a limitare e ridurre gli obiettivi a breve termine.

L'attività svolta è approfondita nel Capitolo 5.



## Capitolo 2

### Sviluppo e validazione di elementi per il sistema di adduzione

#### 2.1 Introduzione

L'utilizzo di materiali plastici nel sistema di adduzione di acqua potabile in campo navale era iniziato all'incirca nella metà degli anni '90: per anni si è trattato di un impiego solo marginale.

COES s.p.a. ha fatto il suo ingresso nel settore affiancandosi ad una ditta concorrente. Le tipologie già presenti nel residenziale non presentavano particolari problemi in questo contesto per quanto concerneva il tubo, che è stato adottato senza il bisogno di effettuare operazioni di modifica alla geometria e ai materiali costituenti.

L'applicazione ha però presto richiesto un completamento della gamma di prodotti per soddisfare i *lay-out* navali nell'ambito della raccorderia.

Il lavoro ivi svolto si può così sintetizzare:

- Progettazione ed ottimizzazione topologica di prodotti esistenti;
- Estensione della produzione ai grandi diametri;

- Verifica di funzionamento mediante modelli matematici ripetibili e validazione degli stessi con prove sperimentali;

La volontà di caratterizzare i materiali da implementare nei modelli numerici ha reso necessaria l'esecuzione di prove sperimentali.

Sono stati testati campioni di PPR e di PE: sebbene quest'ultimo non sia stato qui utilizzato, infatti, rimane comunque un materiale tipicamente impiegato negli impianti di adduzione e si è ritenuto opportuno includerlo nella campagna sperimentale, con l'idea di conoscerne le caratteristiche in vista di necessità future (in seguito, si vedrà, è stato selezionato come candidato per la realizzazione di un tubo resistente al fuoco (cfr. Capitolo 5, Paragrafo 5.3.3).

## **2.2 Prove sperimentali sui materiali costituenti**

### **2.2.1 Struttura delle prove sperimentali**

Le prove sono state eseguite per mezzo di una macchina di prova universale MTS, modello 810 Bionix II, dotata di camera termica (per prove in temperatura in un *range* compreso tra -100 e 200°C), di cella di carico e LVDT (sensori per la lettura della forza e dello spostamento).

Ulteriormente si è installato sul provino un estensometro a base 10 mm per ottenere una misura localizzata della deformazione e quindi più precisa.

I campioni di prova erano veri e propri tubi di piccoli dimensionali: sono riassunti in Tabella 2.1. L'afferraggio dei provini nella macchina avveniva serrando nei mordacchi dei terminali cilindrici, aventi una parte annegata nel tubo e ivi fissati con apposita pinzatura.

I seguenti test sono stati condotti:

1. Misura della dilatazione termica lineare in *range* di temperatura 25°-60°C e 25°-90°C, in modo tale da avere un riscontro più preciso;

2. Prove di trazione a tre diverse temperature: 25°C, 60°C e 90°C , tali sono le condizioni di lavoro che devono garantire, sia per il passaggio fluidi sia per l'eventuale esposizione a calore nei climi caldi dei luoghi raggiungibili dalle navi da crociera.

<b>DENOMINAZIONE CAMPIONE DI PROVA</b>	<b>DIMENSIONALI</b>
<b>Materiale A</b>	<b>19 X 1.2</b>
<b>Materiale B</b>	<b>19 X 1.2</b>
<b>Materiale C</b>	<b>19 X 1.3</b>
<b>Materiale D</b>	<b>16 x 2</b>
<b>Materiale E</b>	<b>20 X 2</b>
<b>Materiale F</b>	<b>17 X 2</b>
<b>Materiale G</b>	<b>17.3 X 2</b>
<b>Materiale H</b>	<b>17.2 X 2</b>
<b>Materiale I (PPR)</b>	<b>16.3 X 2.7</b>

**Tabella 2.1. Denominazione e dimensionali  
dei campioni di prova**

### **Test di trazione**

#### Caratteristiche di prova:

1. parametro di controllo: corsa
2. velocità di esecuzione: 5mm/min

#### Sensori di acquisizione:

1. Cella di carico: dalle misure del carico in N si sono ricavati gli sforzi dividendo per l'area della sezione trasversale del provino;
2. LVDT, che fornisce la corsa in mm;
3. Estensometro: applicato nella parte centrale del provino e con distanza tra le lame di 10 mm.

4. Camera termica: per misurazioni in temperatura, a 60°C e 90°C nel caso specifico.

Dai test condotti si è rilevato pressoché superfluo l'utilizzo dell'estensometro, in quanto il sensore LVDT, vista la scarsa rigidità dei materiali in esame, riproduceva molto bene la misurazione. Parimenti si può dire che la deformazione risultava ben distribuita lungo l'altezza utile  $L_0$ , per il motivo di cui sopra.

E' altresì vero che quest'ultima considerazione ha validità parziale: l'estensometro fornisce misura fino al 40% della deformazione, per cui per il tratto successivo a tale percentuale si è fatto affidamento solo al sensore LVDT.

L'impossibilità di localizzare in maniera più precisa la deformazione lungo l'altezza utile individuando le diverse zone di plasticizzazione ha rappresentato un limite del lavoro svolto.

### **Test di dilatazione termica**

#### Caratteristiche di prova:

1. parametro di controllo: temperatura
2. velocità di esecuzione: 1°C/10 sec

#### Sensori di acquisizione:

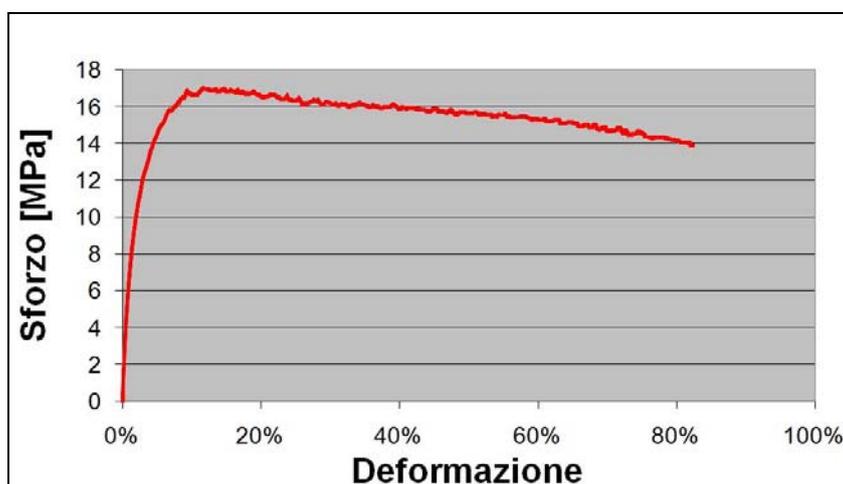
1. Estensometro: applicato nella parte centrale del provino e con distanza tra le lame di 10 mm.
2. Camera termica: per misurazioni in temperatura, a 60°C e 90°C nel caso specifico.

Le prove sono state condotte serrando i campioni soltanto nell'estremità inferiore e lasciando in tal modo la possibilità agli stessi di allungarsi assialmente verso l'alto. La misura di spostamento è stata letta quindi tramite il solo utilizzo dell'estensometro.

## 2.2.2 Risultati dei test in laboratorio

Il tracciamento delle curve sperimentali “sforzo-deformazione” ha tenuto conto del fatto che la sezione trasversale del provino subiva delle variazioni notevoli durante l’elongazione longitudinale. E’ evidente come il fenomeno della strizione risulti, per materiali molto deformabili come questi, particolarmente marcata: considerare l’area costante avrebbe restituito delle curve che presentavano un ramo di *softening* successivo alla fase di snervamento assolutamente non realistico.

A dimostrazione di quanto sopra, l’esempio riportato nel grafico di Fig. 2.1.

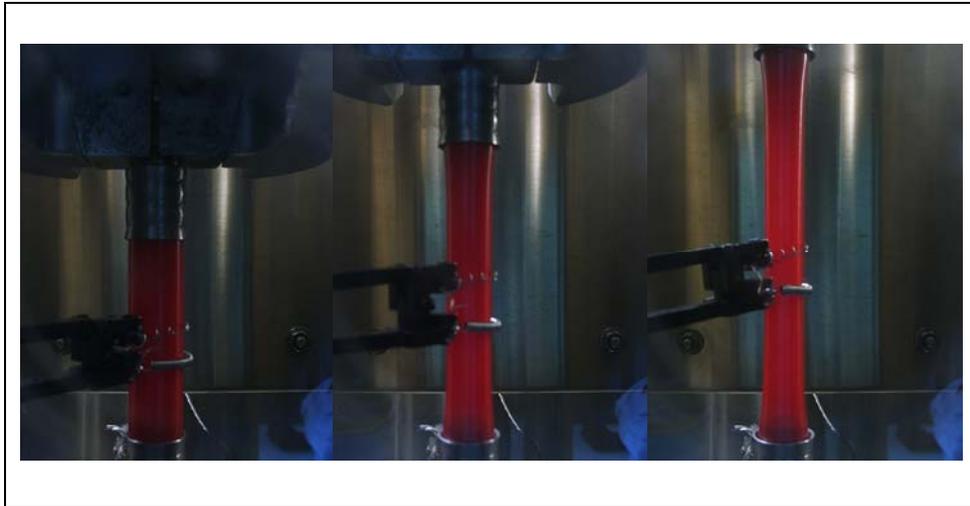


**Figura 2.1. Diagramma “sforzo-deformazione” ricavato senza tenere conto della strizione del provino**

Pertanto, è sembrato corretto effettuare il calcolo con la sezione variabile e si è assunto un valore del “Modulo di *Poisson*” pari a 0.49.

Per avere un riscontro sperimentale si è deciso di effettuare misurazioni del diametro esterno a prova in corso e ad intervalli regolari utilizzando il calibro. Questo era però possibile solamente nei test a temperatura ambiente, in quanto negli altri ciò era interdetto dalla presenza della camera termica.

Per le prove a 60°C e a 90°C, si sono scattate delle foto nel corso della prova di trazione (Figura 2.2); quindi, si sono importate le immagini acquisite in un programma di restituzione grafica.



**Figura 2.2. Tre fasi dell'allungamento di un provino durante la prova di trazione**

In particolare, si partiva da:

$d_{0r}$ : diametro iniziale esterno reale noto;

$d_{0d}$ : diametro iniziale esterno misurato in digitale nella prima fotografia;

Ad ogni *step* si misurava il diametro nella fotografia digitale ( $d_{step\ i\ d}$ ) e si effettuava la seguente proporzione per ottenere il corrispondente reale ( $d_{step\ i\ r}$ ):

$$d_{0r} : d_{0d} = d_{step\ i\ r} : d_{step\ i\ d}$$

Ad ulteriore verifica, il diametro finale veniva misurato col calibro aprendo velocemente la camera termica nel momento in cui il test veniva interrotto e il campione era ancora in tensione: in tal modo si è potuto verificare che la proporzione restituiva un valore esatto.

Il calcolo dell' sezione trasversale è stato ottenuto utilizzando la formula:

$$A = \pi \cdot \frac{d_{ext}^2}{4} - \pi \cdot \frac{d_{int}^2}{4} \quad (2.2.1)$$

laddove i diametri, interno ed esterno, sono stati ricavati come:

$$d = d_0 \cdot (1 - \nu \cdot \Delta x) \quad (2.2.2)$$

in cui:

$d_0$  = diametro iniziale

$\nu$  = coefficiente di *Poisson*

$\Delta x$  = lettura dello spostamento istantanea fornita da LVDT

I diametri misurati, si sono confrontati con il valore che veniva restituito nei vari istanti di tempo utilizzando la formula (2.2.2): il riscontro è stato positivo, 0,5 risultava era un valore idoneo per il coefficiente di *Poisson*.

Chiaramente un margine di tolleranza è stato accettato, a causa dell'impossibilità di misurare le variazioni nello spessore del tubo.

I risultati delle prove sperimentali sono riportati nel seguito.

I grafici dalla Figura 2.5 alla Figura 2.13 rappresentano le curve *Stress-strain*; dalla Tabella 2.2 alla 2.10 sono raccolti i parametri ricavati.

Il Modulo di elasticità è stato valutato come rapporto tra “ $\sigma$ ” ed “ $\varepsilon$ ” mediati su intervalli di valori molto ampi, a causa della non linearità della curva. In particolare, per valutare tale parametro in corrispondenza della deformazione di percentuale pari ad “ $a$ ”, si sono calcolate la differenza tra la media dei valori di sforzo “ $\sigma$ ” nel suo intorno inferiore e superiore, la differenza tra la media dei valori di deformazione “ $\varepsilon$ ” nel suo intorno inferiore e superiore: quindi si è effettuato il rapporto tra i due valori precedenti. In

formula (2.2.3), il parametro “x” indica l’ampiezza dell’intorno della deformazione “a” assunto come riferimento.

$$E_a = \frac{\sum_{i=(a-1)-x}^{a-1} \sigma_i - \sum_{j=a+1}^{(a-1)+x} \sigma_j}{\sum_{i=(a-1)-x}^{a-1} \varepsilon_i - \sum_{j=a+1}^{(a-1)+x} \varepsilon_j} \quad (2.2.3)$$

Il modulo di Young è stato considerato in prossimità dello 0.2% di deformazione; gli altri valori, alle diverse percentuali sono dei moduli tangenti.

E’ stato riportato nelle tabelle anche il valore al 2%.

A differenza dei metalli, si sa, per i polimeri il modulo elastico deve essere interpretato, non ha una formulazione standard, in quanto non è lineare con la deformazione; non è lineare, del resto, neanche con la temperatura.

Le Figure 2.3 e 2.4 rispettivamente evidenziano le due caratteristiche nel caso particolarmente significativo del PPR.

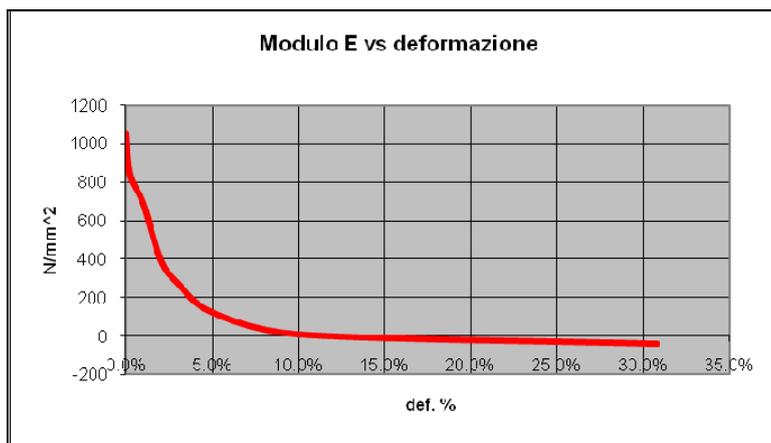
Lo snervamento è stato assunto nel tratto che presentava pendenza minore.

I tubi in PE presentano tutti una diminuzione di pendenza appena successiva al “ginocchio” e in quel punto si è individuato lo snervamento; il PPR, invece, ha un comportamento ancora diverso, con una zona di *softening* a pendenza negativa prima di riprendere resistenza.

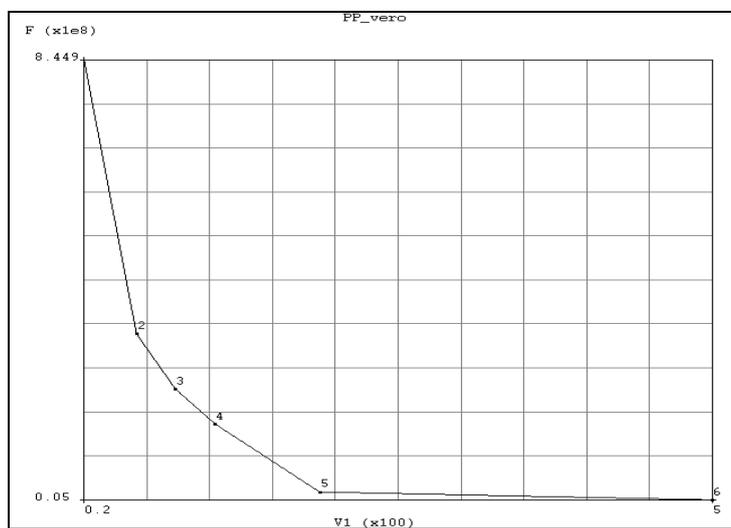
Il coefficiente di dilatazione lineare “ $\alpha$ ” è stato valutato con la formula (2.2.4):

$$\Delta l = \alpha \cdot l_0 \cdot \Delta T \rightarrow \alpha = \frac{\Delta l}{l_0 \cdot \Delta T} \quad (2.2.4)$$

dove  $l_0$ ,  $\Delta T$ ,  $\Delta l$  rappresentano ad ogni istante la lunghezza utile iniziale, la variazione di temperatura, lo spostamento.



**Figura 2.3. Curva del modulo tangente del PPR al variare della deformazione**



**Figura 2.4. Andamento non lineare del modulo tangente del PPR al variare della temperatura**

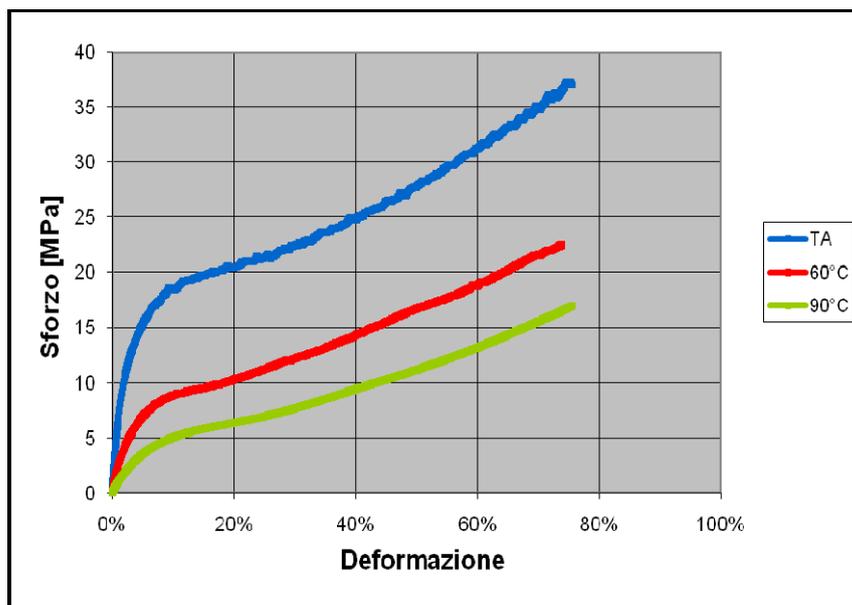


Figura 2.5. Grafico *stress-strain* del materiale A: t. amb., 60°C e 90°C.

TEMPERATURA	PARAMETRO	$\epsilon$ [%]	VALORE [MPa]
<u>TA</u>	Modulo di Young	0.2%	797
		2.0%	260
	Snervamento	19.6%	20.47
<u>60°C</u>	Modulo di Young	0.2%	305
		2.0%	134
	Snervamento	14.5%	9.44
<u>90°C</u>	Modulo di Young	0.2%	112
		2.0%	71
	Snervamento	17.6%	6.10
Coefficiente di dilatazione termica		2.29E-04	

Tabella 2.2. Sintesi dei risultati sperimentali per il materiale A: valore del Modulo di Young allo 0.2% e al 2% e valore e percentuale di snervamento

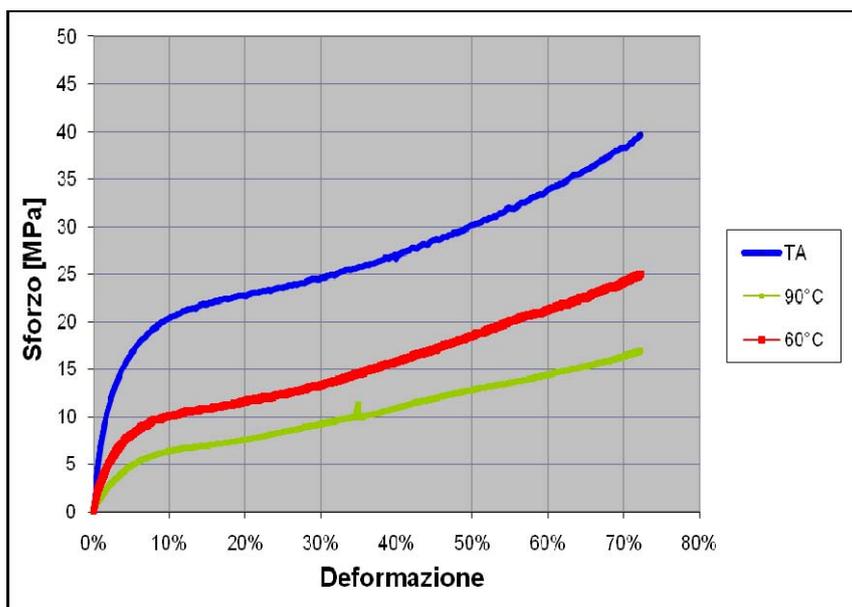


Figura 2.6. Grafico *stress-strain* del materiale B: t. amb., 60°C e 90°C.

TEMPERATURA	PARAMETRO	$\epsilon$ [%]	VALORE [MPa]
<b>TA</b>	Modulo di Young	0.2%	862
		2.0%	286
	Snervamento	19.3%	22.80
<b>60°C</b>	Modulo di Young	0.2%	391
		2.0%	152
	Snervamento	13.0%	10.62
<b>90°C</b>	Modulo di Young	0.2%	168
		2.0%	96
	Snervamento	14.4%	6.95
Coefficiente di dilatazione termica		2.26E-04	

Tabella 2.3. Sintesi dei risultati sperimentali per il materiale B: valore del Modulo di Young allo 0.2% e al 2% e valore e percentuale di snervamento

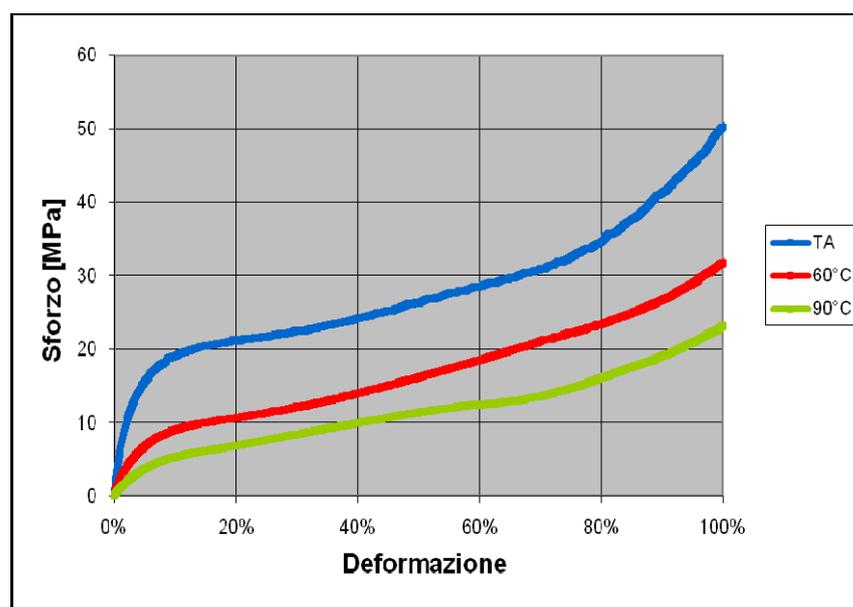


Figura 2.7. Grafico *stress-strain* del materiale C: t. amb., 60°C e 90°C.

TEMPERATURA	PARAMETRO	$\epsilon$ [%]	VALORE [MPa]
<a href="#">TA</a>	Modulo di Young	0.2%	658
		2.0%	283.4688219
	Snervamento	21.0%	21.29618218
<a href="#">60°C</a>	Modulo di Young	0.2%	274
		2.0%	130.0846529
	Snervamento	18.6%	10.47178151
<a href="#">90°C</a>	Modulo di Young	0.2%	122
		2.0%	72.84872817
	Snervamento	59.8%	12.43444704
Coefficiente di dilatazione termica		/	

Tabella 2.4. Sintesi dei risultati sperimentali per il materiale C: valore del Modulo di Young allo 0.2% e al 2% e valore e percentuale di snervamento

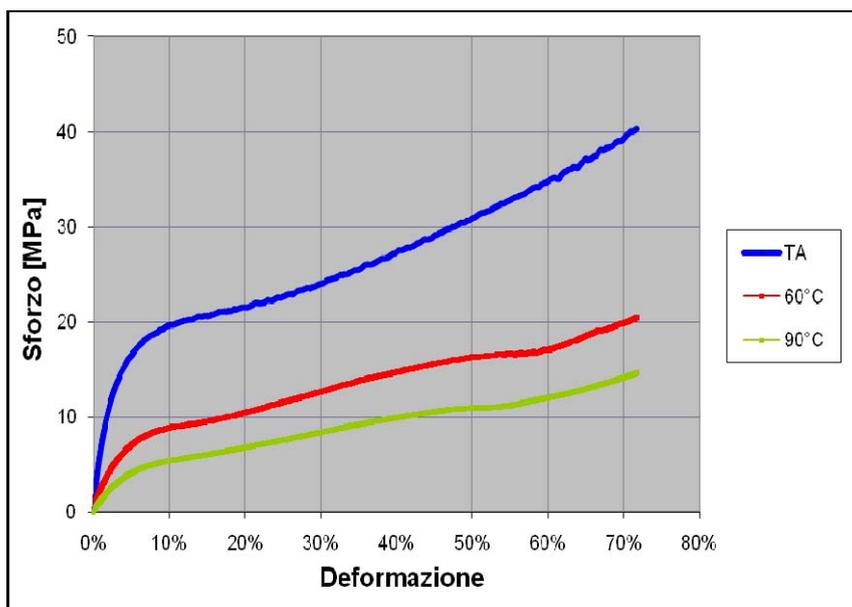


Figura 2.8. Grafico *stress-strain* del materiale D: t. amb., 60°C e 90°C.

TEMPERATURA	PARAMETRO	$\epsilon$ [%]	VALORE [MPa]
<b>TA</b>	Modulo di Young	0.2%	792
		2.0%	325.1164262
	Snervamento	14.5%	20.60251919
<b>60°C</b>	Modulo di Young	0.2%	289
		2.0%	139.9293655
	Snervamento	13.6%	9.306727648
<b>90°C</b>	Modulo di Young	0.2%	137
		2.0%	83.48900676
	Snervamento	14.1%	5.927148794
<b>Coefficiente di dilatazione termica</b>		<b>1.82E-04</b>	

Tabella 2.5. Sintesi dei risultati sperimentali per il materiale D: valore del Modulo di Young allo 0.2% e al 2% e valore e percentuale di snervamento

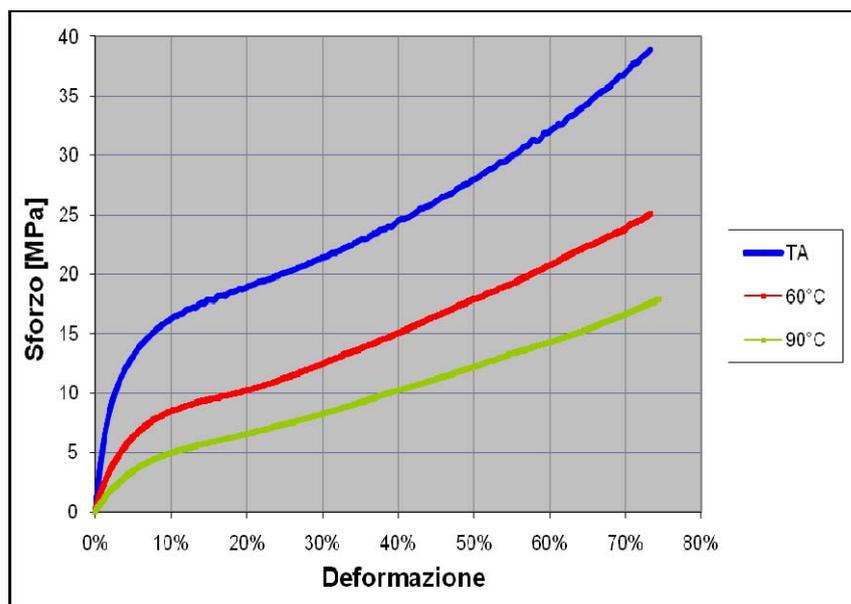


Figura 2.9. Grafico *stress-strain* del materiale E: t. amb., 60°C e 90°C.

TEMPERATURA	PARAMETRO	$\epsilon$ [%]	VALORE [MPa]
<u>TA</u>	Modulo di Young	0.2%	639
		2.0%	239.7500877
	Snervamento	22.3%	19.48020874
<u>60°C</u>	Modulo di Young	0.2%	237
		2.0%	124.6093351
	Snervamento	15.1%	9.473993875
<u>90°C</u>	Modulo di Young	0.2%	107
		2.0%	69.86332354
	Snervamento	17.4%	6.183831442
Coefficiente di dilatazione termica		2.46E-04	

Tabella 2.6. Sintesi dei risultati sperimentali per il materiale E: valore del Modulo di Young allo 0.2% e al 2% e valore e percentuale di snervamento

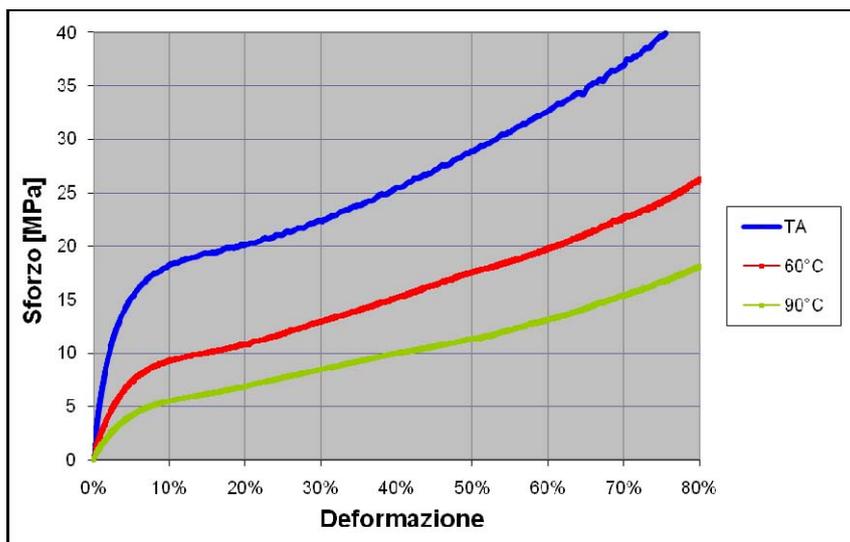


Figura 2.10. Grafico *stress-strain* del materiale F: t. amb., 60°C e 90°C.

TEMPERATURA	PARAMETRO	$\epsilon$ [%]	VALORE [MPa]
<b>TA</b>	Modulo di Young	0.2%	705
		2.0%	288.9734354
	Snervamento	15.3%	19.38949374
<b>60°C</b>	Modulo di Young	0.2%	296
		2.0%	140.7652594
	Snervamento	13.9%	9.888603202
<b>90°C</b>	Modulo di Young	0.2%	147
		2.0%	82.82860531
	Snervamento	16.0%	6.32609536
Coefficiente di dilatazione termica		2.76E-04	

Tabella 2.7. Sintesi dei risultati sperimentali per il materiale F: valore del Modulo di Young allo 0.2% e al 2% e valore e percentuale di snervamento

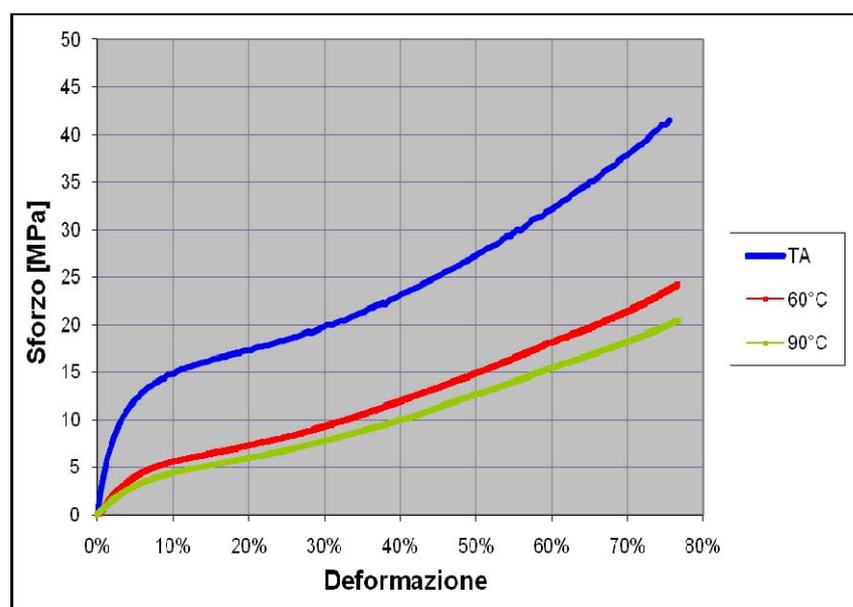


Figura 2.11. Grafico *stress-strain* del materiale G: t. amb., 60°C e 90°C.

TEMPERATURA	PARAMETRO	$\epsilon$ [%]	VALORE [MPa]
<a href="#">TA</a>	Modulo di Young	0.2%	551
		2.0%	242.6115043
	Snervamento	21.9%	17.74127659
<a href="#">60°C</a>	Modulo di Young	2.0%	91.85988674
		Snervamento	16.5%
	<a href="#">90°C</a>	Modulo di Young	0.2%
2.0%			61.95336517
Snervamento		13.1%	4.93643541
Coefficiente di dilatazione termica		3.31E-04	

Tabella 2.8. Sintesi dei risultati sperimentali per il materiale G: valore del Modulo di Young allo 0.2% e al 2% e valore e percentuale di snervamento

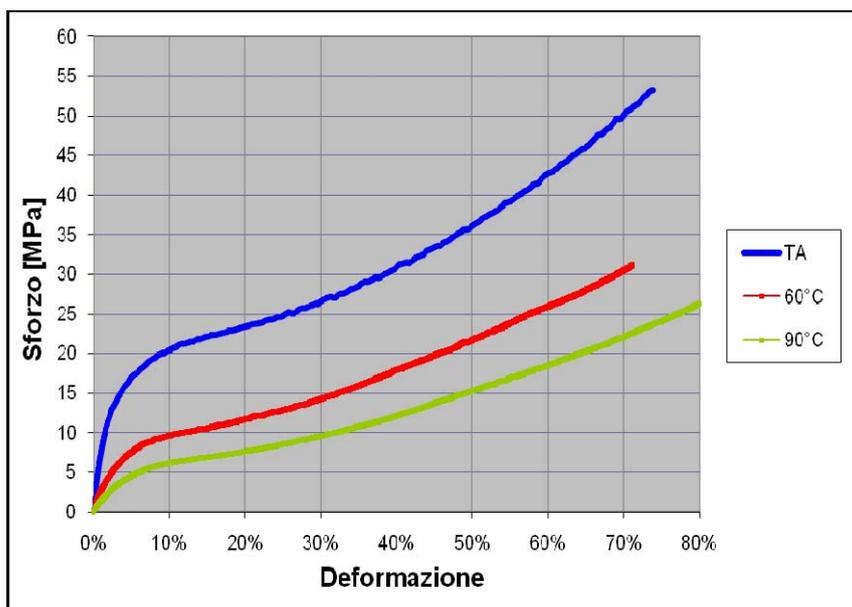


Figura 2.12. Grafico *stress-strain* del materiale H: t. amb., 60°C e 90°C.

TEMPERATURA	PARAMETRO	$\epsilon$ [%]	VALORE [MPa]
<b>TA</b>	Modulo di Young	0.2%	878
		2.0%	296.3782632
	Snervamento	31.2%	27.10966058
<b>60°C</b>	Modulo di Young	0.2%	315
		2.0%	144.5829249
	Snervamento	21.8%	12.09983811
<b>90°C</b>	Modulo di Young	0.2%	159
		2.0%	96.97445199
	Snervamento	14.3%	6.803648559
Coefficiente di dilatazione termica		2.53E-04	

Tabella 2.9. Sintesi dei risultati sperimentali per il materiale H: valore del Modulo di Young allo 0.2% e al 2% e valore e percentuale di snervamento

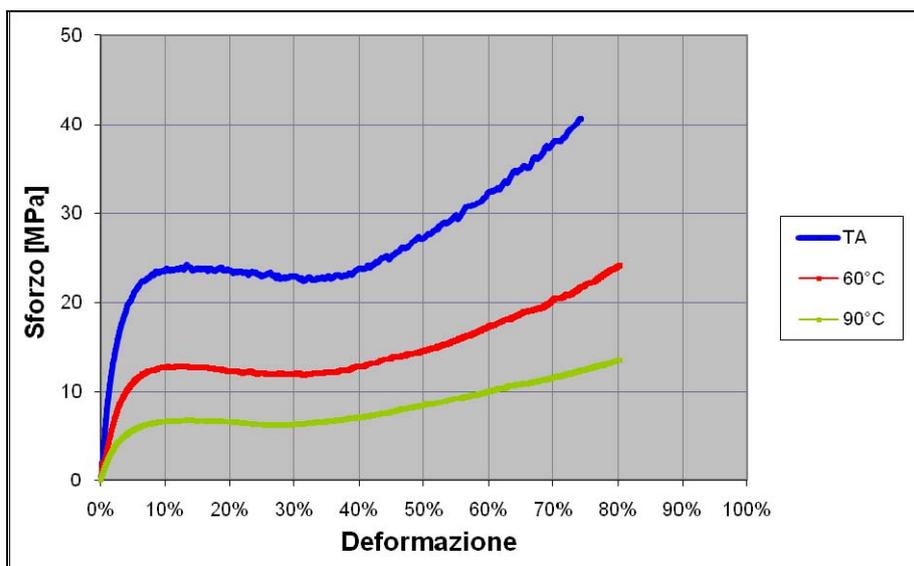


Figura 2.13. Grafico *stress-strain* del materiale I (PPR):  
t. amb., 60°C e 90°C.

TEMPERATURA	PARAMETRO	PERCENTUALE	VALORE [MPa]
<u>TA</u>	Modulo di Young	0.2%	845
		2.0%	396.9413882
	Snervamento	30.8%	22.66138884
<u>60°C</u>	Modulo di Young	0.2%	322
		2.0%	251.4809802
	Snervamento	21.2%	12.21891249
<u>90°C</u>	Modulo di Young	0.2%	216
		2.0%	116.2802167
	Snervamento	23.2%	6.384685529
Coefficiente di dilatazione termica		2.53E-04	

Tabella 2.10. Sintesi dei risultati sperimentali per il materiale I (PPR):  
valore del Modulo di Young allo 0.2% e al 2% e valore e  
percentuale di snervamento

## 2.3 Riproduzione delle prove sperimentali mediante analisi *fem*

La volontà di riprodurre nel modo più preciso possibile l'andamento delle curve caratteristiche dei materiali in esame garantendo così anche in prospettiva futura una sorta di automazione nel trattare dette problematiche, si è fatto ricorso all'uso congiunto della strumentazione da laboratorio e di un codice di calcolo ad elementi finiti.

Nella fattispecie, si è utilizzato il codice di calcolo Marc Mentat per simulare le prove di trazione realizzate precedentemente in via sperimentale.

La criticità del problema è dovuta alla natura stessa del tipo di analisi: alla presenza, dunque, di non linearità del materiale e geometriche.

### 2.3.1 Costruzione del modello matematico

#### Tipologia e classe di elementi

Si sono adottati elementi "hex 8", ossia parallelepipedi a 8 nodi, di classe 7 (cfr. Manuale Mentat). Sono elementi del primo ordine, di dimensione sufficientemente piccola da riprodurre correttamente la distribuzione dello sforzo, ottenuti con un infittimento del reticolo.

#### Geometria del modello

Il modello è stato semplificato sfruttando le condizioni di simmetria e si è considerato  $\frac{1}{4}$  di tubo (Figura 2.14).

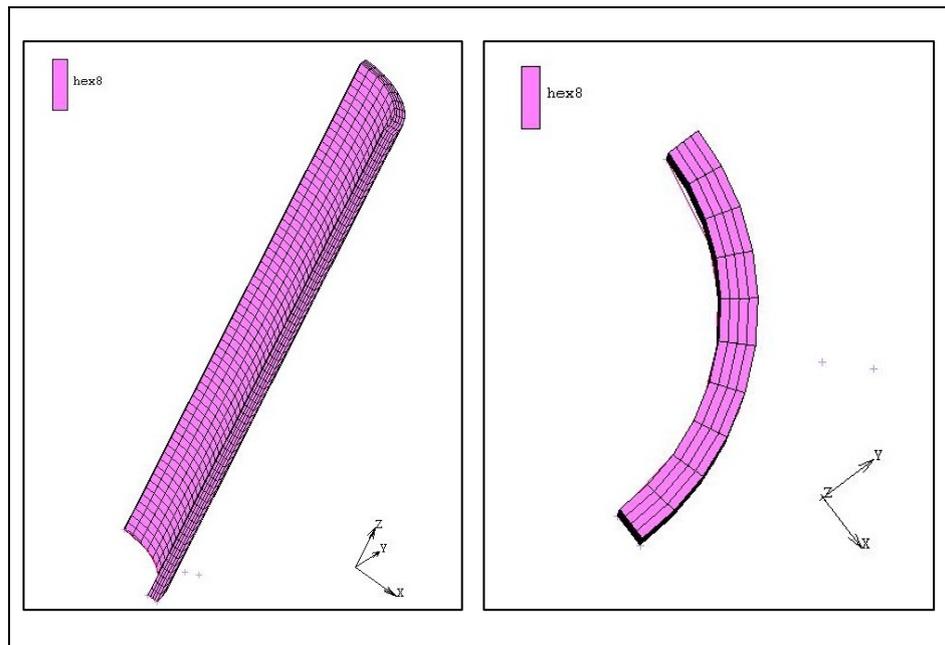


Figura 2.14. Geometria e mesh del tubo: il modello è ridotto ad  $\frac{1}{4}$ .

### Proprietà del materiale

Ad ogni tipo preso in esame sono state assegnate le proprietà desunte dai rilievi sperimentali con caratteristiche isotropiche, in particolare:

- Modulo di Young: misurato;
- Modulo di Poisson: 0.49;
- Caratteristiche di plasticità: è stato implementato un modello elasto-plastico, assegnando come *table* la curva *stress-strain* ricavata dalle misure sperimentali. La variabile indipendente della *table* è del tipo “equivalent plastic strain”.

### Condizioni al contorno

Le condizioni al contorno sono le seguenti:

- Il serraggio della ganaschia ad un'estremità: impone che siano pari a 0 gli spostamenti lungo le tre direzioni x, y, z e tali le rotazioni intorno agli stessi assi;
- La condizione di trazione: si sono vincolati i nodi dell'estremità libera ("slaves") ad un nodo guida ("master"), al quale è stata assegnata la condizione di movimento. In particolare, tale nodo è attivo solo nella direzione longitudinale (asse z), lungo cui viene fatto spostare di 20mm (corsa sufficientemente sovra-stimata) con una *table* di spostamento lineare.
- Vincolo nelle direzioni x e y: si è imposto che lungo questi due assi sia impedita la traslazione nel rispetto delle condizioni di simmetria che hanno permesso di assumere il modello ridotto a  $\frac{1}{4}$  e per evitare moti rigidi.

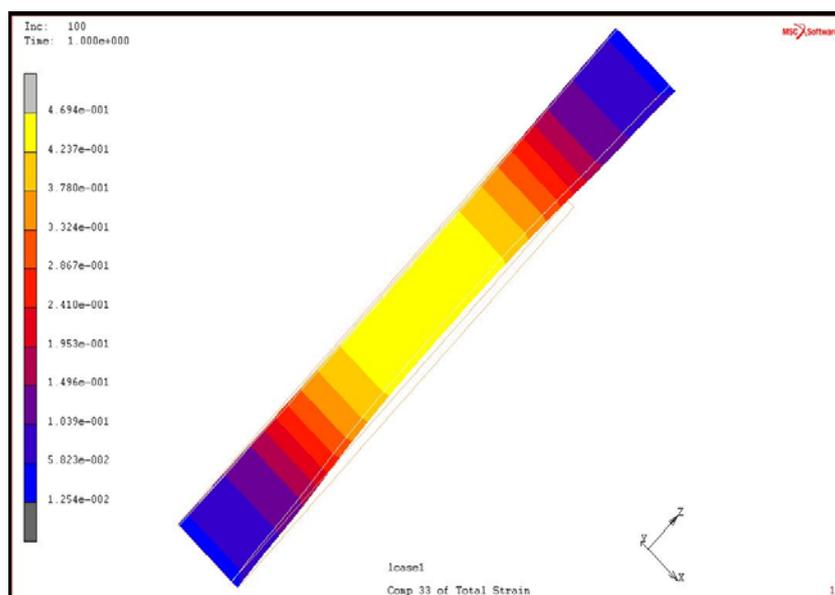
### Tipologia di analisi

L'analisi è tridimensionale di tipo statico non lineare in grandi spostamenti: durata di 1 sec (tempo convenzionale) in 100 *step*, con tempo di integrazione costante pari a 0.01sec.

### 2.3.2 Considerazioni finali sui risultati

Per ogni test si è adottato il seguente criterio: si è costruito il modello con le caratteristiche sopra enunciate, si è svolta l'analisi e si sono osservati i risultati.

La Figura 2.15 riporta, mediante la mappa di colori, la distribuzione di deformazione lungo l'asse di trazione longitudinale.



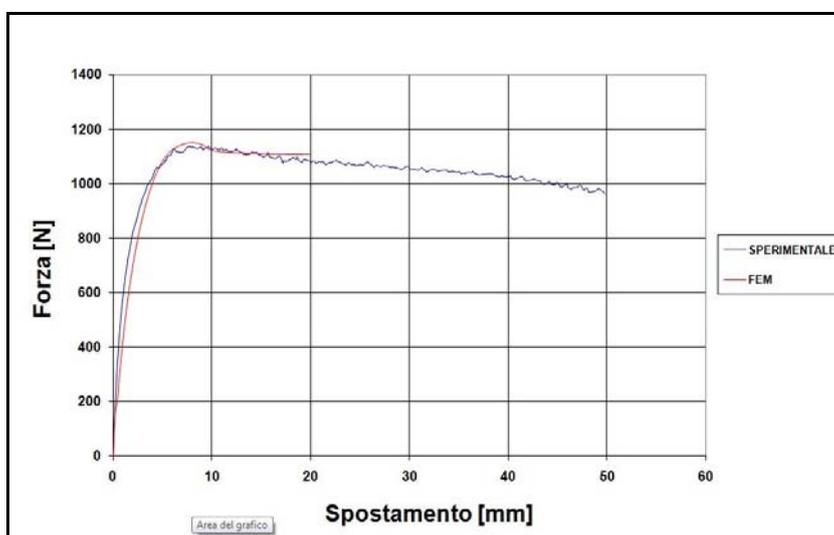
**Figura 2.15. Distribuzione dello deformazione lungo l'asse longitudinale "Z" rappresentato nella mappa dei risultati di Marc Mentat**

Quindi si sono ricavate le *time history* della forza di reazione al variare dello spostamento nei nodi degli elementi di estremità (quelli in trazione o quelli bloccati dal vincolo di serraggio, in maniera indifferente, essendo ovviamente uguali). Con tale parametro si sono costruiti i relativi grafici "forza-spostamento" per confrontarli con gli omonimi misurati in via sperimentale mediante cella di carico e LVDT.

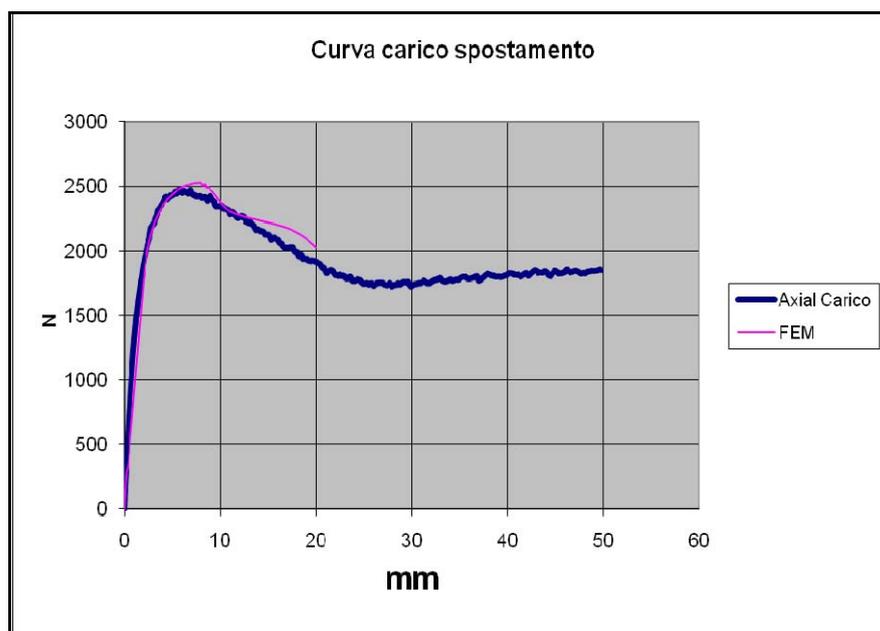
I confronti hanno fornito riscontri positivi: a titolo esemplificativo si osservi la Figura 2.16.

Nei casi in cui la precisione non era sufficiente, si provvedeva ad aggiustare le curve "*stress-strain*" in ingresso utilizzando excel. E' bene precisare che "excel" veniva comunque utilizzato per costruire le curve da assegnare al software, in modo che fossero costituite da un minor numero di punti e non avessero andamenti irregolari dovuti alla sensibilità della macchina di trazione in fase di misura: dunque, per avere curve più regolari. In questo modo, ulteriormente, era possibile modellarle con piccoli ritocchi, laddove risultava

necessario se la comparazione con i diagrammi “forza-spostamento” sperimentali non fosse risultata abbastanza fedele. Semplicemente, si imponevano alcuni parametri fissi (quali il Modulo di Young, lo snervamento etc..) che risultavano punti guida delle curve e si modificavano le pendenze delle zone interposte. Ciò si è rivelato utile, più che altro, per i campioni in cui la strizione era più marcata nella forma “a campana”, difficilmente simulabile dal modello matematico, che tendenzialmente riproduceva forme più raccordate e per le prove in temperatura, in cui il materiale era portato a fenomeni di scorrimento più accentuati. Il caso più ostico si è rivelato quello del PPR, a causa del *softening* successivo al “ginocchio”, che creava problemi al simulatore: dopo alcuni tentativi, “giocando” sulla zona critica, si è ottenuta una riproduzione del dato reale più che soddisfacente (vedi Figura 2.17).



**Figura 2.16.** Riscontro positivo dal confronto tra curve “forza-spostamento” sperimentali e numeriche



**Figura 2.17. La riproduzione della curva “forza-spostamento” sperimentale per il materiale PPR è abbastanza precisa**

Alla fine si può affermare che le analisi agli elementi finiti abbiano avuto più che altro una funzione di validazione nell'interpretazione dei risultati: hanno altresì permesso di effettuare un'operazione di taratura nell'affrontare in futuro problemi di modellazione analoghi, per tipologia e materiali.

In effetti il calcolo delle curve “*stress-strain*” col criterio della sezione variabile adottato si è rivelata realistica.

Una così particolare attenzione alla determinazione delle curve “sforzo-deformazione” dei materiali era dovuta essenzialmente a due motivi: la necessità di permettere ad un cliente così esigente una totale conoscenza del prodotto e la volontà di realizzare modelli numerici che tenessero conto delle non linearità dei materiali.

## 2.4 Sviluppo di nuovi raccordi mediante modelli matematici

Come introdotto nella parte generale (Capitolo 1, Paragrafo 1.4.1) l'utilizzo delle tubazioni in PPR Coes a bordo delle navi Fincantieri ha richiesto lo sviluppo di raccordi per i grandi diametri, in particolare DN160 e DN200. Questo non stupisce se si pensa alla loro destinazione d'uso: grandi navi da crociera transatlantiche, atte ad ospitare circa 7000 persone.

Ci si è occupati di raccordi del tipo "a TEE" e raccordi "a flangia".

Per le analisi numeriche si sono utilizzati parallelamente due codici di calcolo della Msc Software, Patran e Marc Mentat, solutori che impiegano la tecnica di calcolo degli elementi finiti.

Mentre il primo si è rivelato un'ottima piattaforma di passaggio idonea per ottimizzare la fase di *meshing*, il secondo è stato impiegato come calcolatore vero e proprio.

L'analisi del problema è stata svolta in cinque fasi:

1. Progettazione: mediante il software cad 3D per la progettazione avanzata Solidworks si sono realizzate le varie geometrie.
2. Fase di *meshing*: come già anticipato, per questa fase ci si è serviti di Msc Patran. Il software è in grado di accogliere file grafici in formato "x.t" del tipo *parasolid*, tali venivano esportati da Solidworks.
3. Pre-processing: l'assegnazione delle caratteristiche del materiale, delle condizioni iniziali e condizioni al contorno, la scelta della tipologia di analisi è stata effettuata mediante Msc Mentat.
4. Processing: fase di calcolo tramite il solutore Msc Marc.
5. Post-processing: lettura dei risultati sulla piattaforma grafica di Msc Mentat.

### 2.4.1 Raccordo del tipo a TEE

I requisiti richiesti in ambito navale, la necessità di garantire i prodotti per tale impiego, la necessità di verificare la conformità anche alle norme civili, ha reso necessaria la ricerca di un'ottimizzazione di forma delle tipologie in oggetto.

Questa attività è stata condotta con grande cura e dettaglio e ha permesso di realizzare nuovi prototipi per la produzione (relativamente ai diametri che in precedenza non venivano trattati) e di migliorare quelli già esistenti: con l'utilizzo di cad 3D e software di analisi numerica si sono trovate le soluzioni più economiche e performanti.

In questa sede, però, non si vuole illustrare la fase di progetto, che si limiterebbe all'elenco di una serie di modelli, bensì il criterio con cui tale progettazione è stata affrontata. Infatti, prima di tutto, si è cercato di dare una logica, che fosse anche in seguito riproducibile, alle simulazioni numeriche di questi elementi, mediante due differenti approcci analitici e concettuali.

I due differenti approcci analitici riguardano le caratteristiche meccaniche del materiale in uso, ossia il PPR, per cui si sono distinti:

- un modello elastico-lineare;
- un modello elasto-plastico.

Per quanto riguarda i due approcci concettuali, si fa riferimento all'interpretazione dei risultati, per cui si sono prese in considerazione:

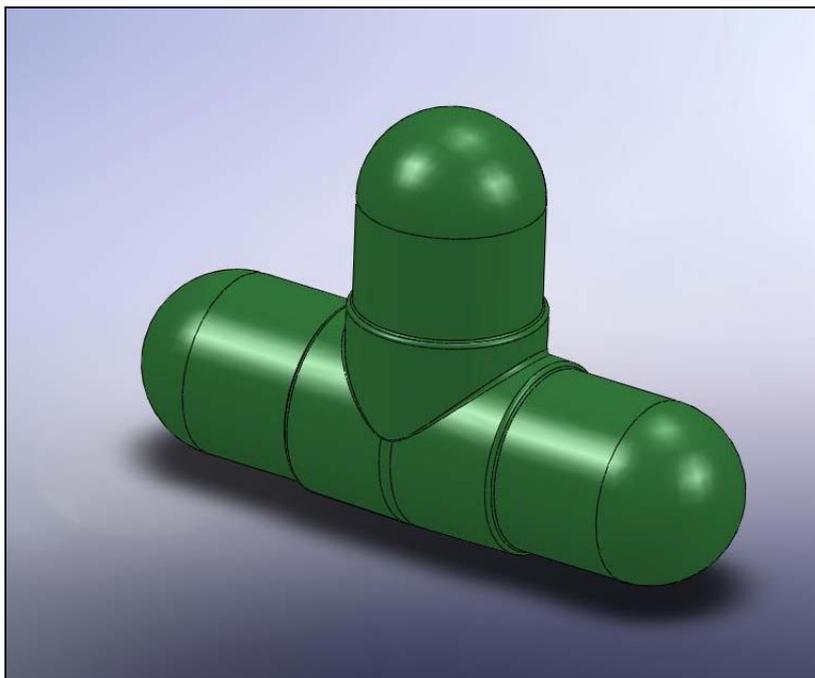
- le tensioni principali massime;
- le tensioni di *Von Mises*.

Per stabilire quale dei due approcci, in entrambi i casi, fosse più idoneo e fedele alla realtà, la taratura del modello è stata effettuata su un prodotto già in commercio.

### Geometria del raccordo

La geometria del raccordo a TEE è raffigurata in Figura 2.18. Le calotte emisferiche presenti alle tre estremità sono soltanto funzionali alle analisi numeriche perché permettono di applicare la pressione all'interno dell'elemento, ma in realtà, ovviamente, le tre zone sarebbero aperte, atte ad ospitare l'innesto del tubo.

Si tratta di un raccordo di diametro 160 (DN 160), di spessore di 130.9 mm.



**Figura 2.18. Geometria del raccordo a TEE**

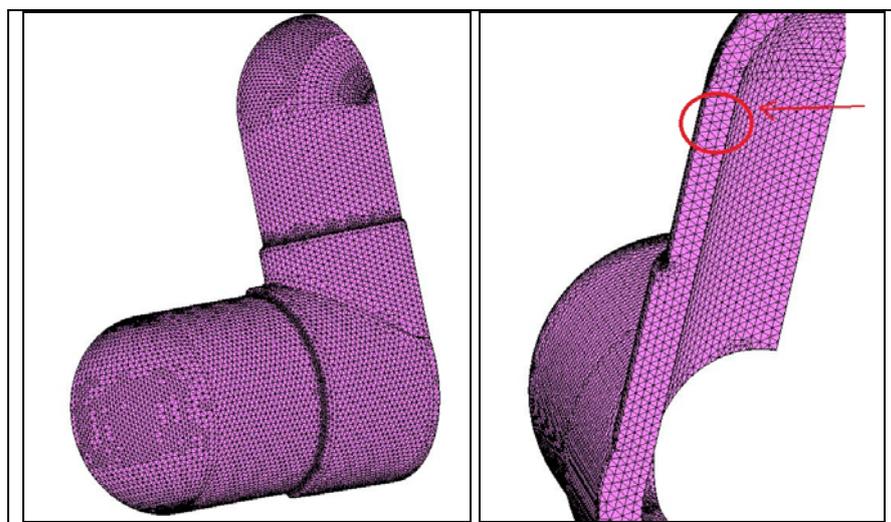
### Geometria del modello numerico e *mesh*

La geometria del modello analitico è stata invece ridotta per permettere di fissare le condizioni di vincolo, che impedissero il verificarsi di fenomeni di moto rigido nello spazio. Sfruttando dunque la condizione di doppia simmetria,

si è effettuato un doppio taglio nella sezioni di mezzeria tra loro perpendicolari, riducendo l'elemento ad  $\frac{1}{4}$  di tubo.

L'operazione di *meshing* è stata demandata al software Patran, come anticipato: il corpo è stato discretizzato in elementi solidi tetraedrici di tipo "tet 4", di classe 134 (cfr. Manuale Marc).

Si è iterativamente infittita la *mesh* riscontrando che la soluzione ottimale prevedeva tre elementi nello spessore, come indicato nell'immagine sottostante. Il modello ridotto e il dettaglio dei tre elementi nello spessore sono riportati in Figura 2.19.



**Figura 2.19.** Il modello discretizzato e il un dettaglio: l'infittimento ottimale è risultato essere di tre elementi nello spessore

### **Materiali**

L'unico materiale presente è il Polipropilene Random (PPR) a cui si sono assegnate caratteristiche di isotropia.

Le caratteristiche del materiale si leggono in Tabella 2.11: il Modulo Elastico e il Coefficiente di Poisson, gli unici parametri considerati trattandosi di analisi statiche.

	PPR	
<b>Modulo elastico E</b> [MPa]	900	Curva elasto-plastica
<b>Coefficiente di Poisson <math>\nu</math></b>	0.42	0.42

**Tabella 2.11. Caratteristiche meccaniche del PPR per le due analisi effettuate**

### Condizioni iniziali e al contorno

Non sono state assegnate condizioni iniziali.

Si sono applicate le seguenti condizioni al contorno:

- Vincolo allo spostamento nelle due direzioni perpendicolari ai piani di simmetria X e Z e alla traslazione verticale nella direzione Y;
- Valore uniforme di pressione idraulica interna pari a 1MPa: tale carico è assegnato in modo graduale con una rampa lineare, in 10 *step* da 0.1 sec.

### Tipologia di analisi e lettura dei risultati

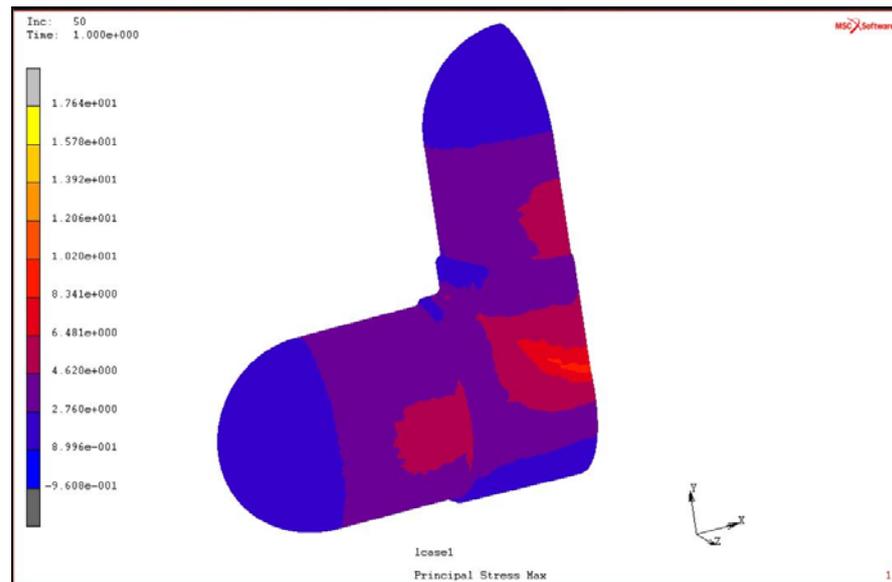
Per quanto riguarda la tipologia di analisi, si sono attuate due analisi 3D, della durata complessiva di 1sec (tempo convenzionale), in 50 *step* da 0.02 sec: la prima elastica-lineare, la seconda elasto-plastica.

La ragione di un confronto tra i due modelli è suggerita dalla natura stessa del materiale in esame, il quale, come evidenziato dalle prove sperimentali (cfr. Materiale I), presenta un tratto elastico costituito da un ramo lineare breve e un punto di snervamento individuabile in zone a pendenza sub-orizzontali; non ultimo, il fatto di avere un valore di resistenza abbastanza basso, specie se confrontato con i più tradizionali materiali metallici.

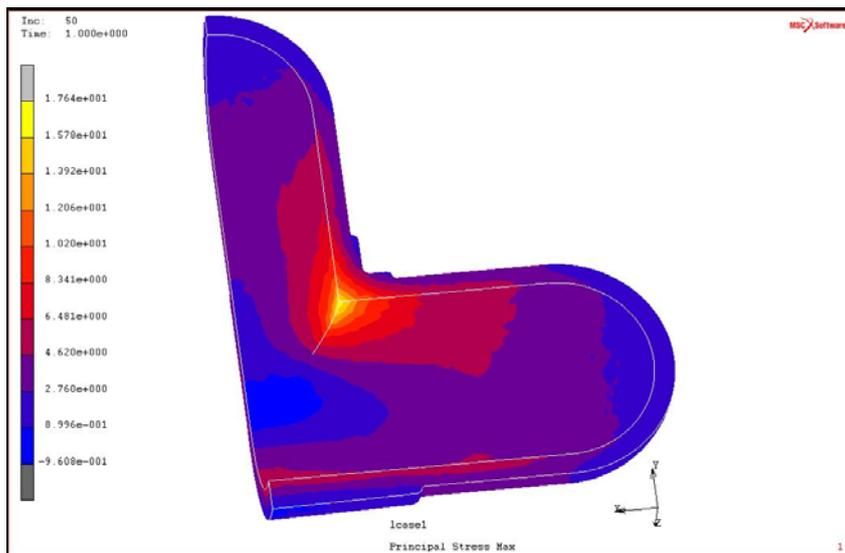
Il rischio nell'affrontare un'analisi lineare elastica è quello di sovradimensionare gli elementi, a fronte di un'elevata concentrazione di sforzi nelle zone più sollecitate. Di contro, un modello elasto-plastico, rappresenta una soluzione più realistica, perché tende a distribuire maggiormente le

sollecitazioni. Dal punto di vista dell'interpretazione dei risultati, si sono presi in considerazione sia gli sforzi calcolati con il metodo di *Von Mises* sia gli sforzi principali massimi che, rispettivamente, riproducono un comportamento di rottura duttile e fragile: tale è il meccanismo di questi materiali a breve e a lungo termine.

Le Figure 2.20, 2.21, 2.22 e 2.23 a) e b) riportano lo stato tensionale del raccordo con viste rispettivamente interna ed esterna nei quattro casi.

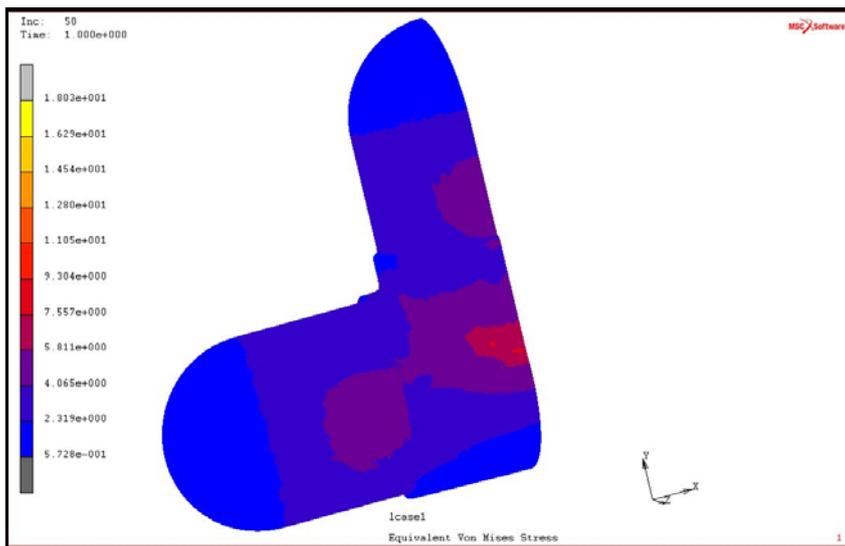


a)

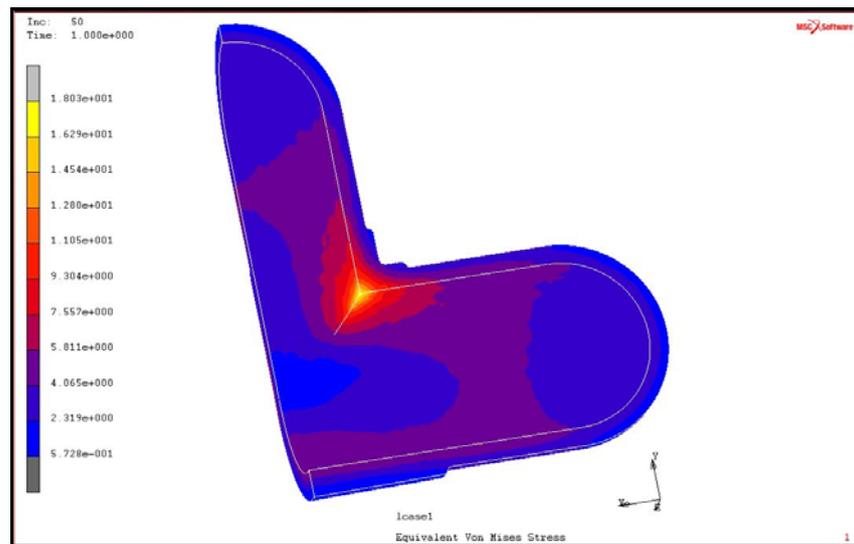


b)

**Figura 2.20. Distribuzione degli sforzi principali massimi nell'analisi elastica: a) lato esterno e b) lato interno del modello**

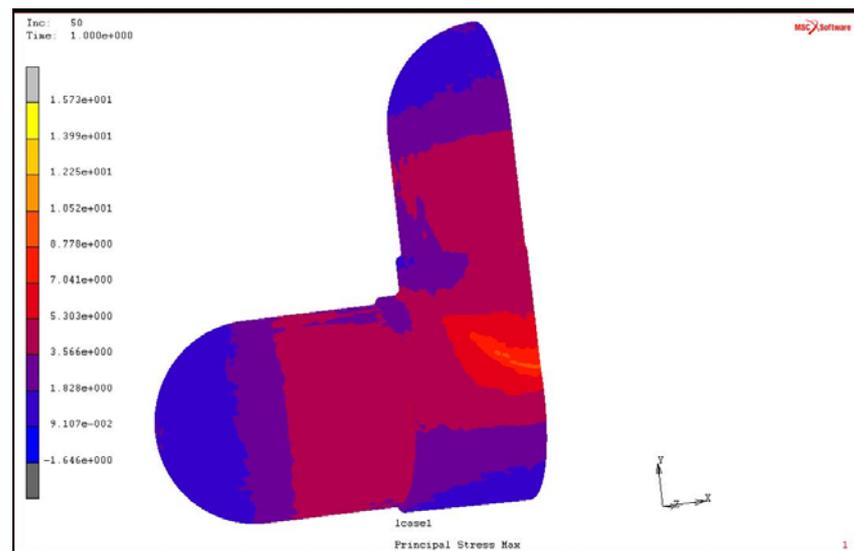


a)

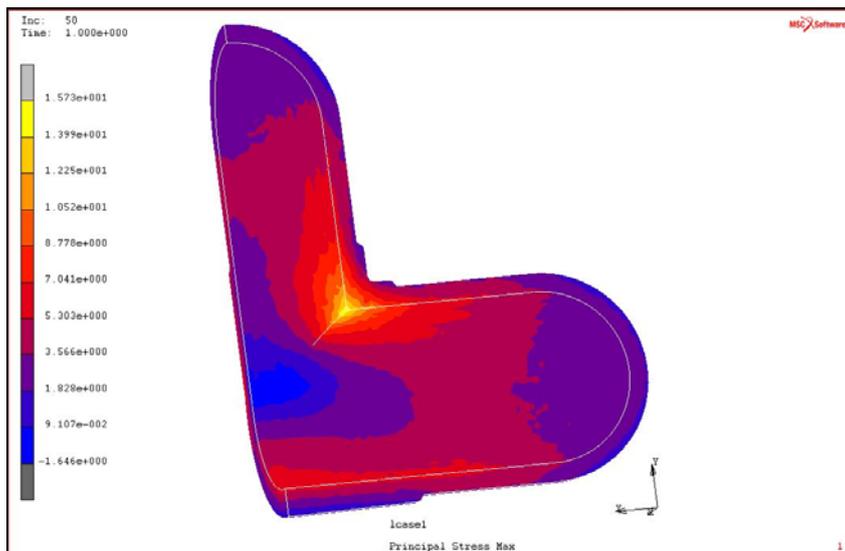


b)

Figura 2.21. Distribuzione degli sforzi di *Von Mises* nell'analisi elastica: a) lato esterno e b) lato interno del modello

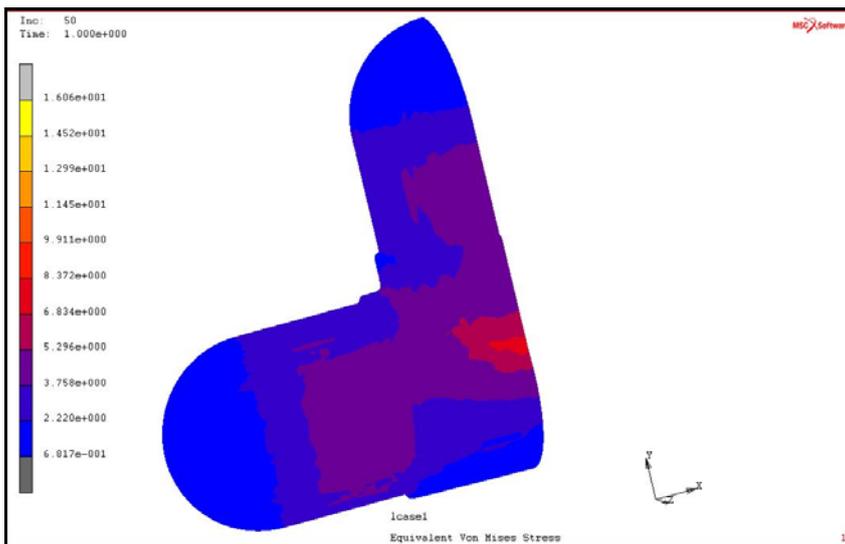


a)

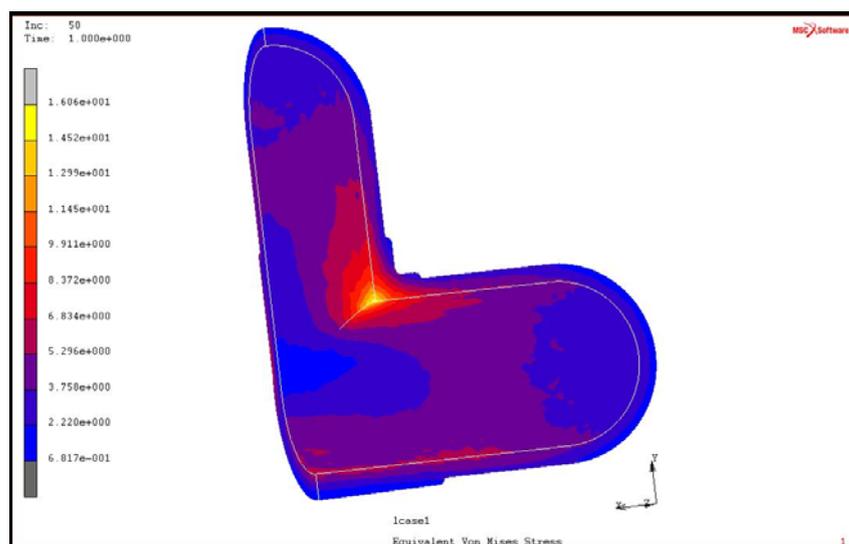


b)

Figura 2.22. Distribuzione degli sforzi principali massimi nell'analisi elasto-plastica: a) lato esterno e b) lato interno del modello



a)



b)

**Figura 2.23. Distribuzione degli sforzi di *Von Mises* nell'analisi elastoplastica: a) lato esterno e b) lato interno del modello**

I risultati sono riassunti in Tabella 2.12.; per completezza di analisi la tabella riporta anche i valori caratteristici del tubo.

Le due condizioni imposte dalla norma erano temperature di 20°C e 70°C e vita utile di 50 anni: alla voce PPR, vengono associati i valori di resistenza nelle due condizioni dedotti dalle curve di regressione della normativa. In corrispondenza di 1 MPa, che è la pressione applicata (imposta dalla normativa) si riportano i risultati ottenuti dall'analisi nei quattro casi considerati per il raccordo, laddove i valori del tubo sono stati ricavati mediante un semplice calcolo manuale. Dai precedenti valori si ottengono le pressioni di lavoro: per il tubo si applica un coefficiente di sicurezza pari a 1.25, non viene applicato per il raccordo.

La zona di massima sollecitazione è concentrata sullo spigolo interno: in realtà questa è una zona creata dalla lavorazione dell'utensile, se si potesse verrebbe asportata; per cui in tal punto si ammette che il materiale si snervi, ma il valore ivi calcolato non viene considerato nei limiti di tolleranza.

		TUBO		RACCORDO	
		50 anni 70°	50 anni 20°	50 anni 70°	50 anni 20°
Coefficiente Parziale di Sicurezza		1.25		1	
PPR [MPa]		5.1	12	5.1	12
1 MPa	elastico lineare+tensione principale massima	6.5		10	
	elastico lineare+ <i>Von Mises</i>	5.8		7.5	
	elasto-plastico+ <i>Von Mises</i>	5.2		7	
	elasto-plastico+ tensione principale massima	5.3		8.7	
Pressioni di lavoro [MPa]	elastico lineare+tensione principale massima	0.63	1.48	0.51	1.20
	elastico lineare+ <i>Von Mises</i>	0.70	1.66	0.68	<b>1.60</b>
	elasto-plastico+ <i>Von Mises</i>	0.78	1.85	0.73	1.71
	elasto-plastico+ tensione principale massima	0.77	1.81	0.59	1.38

**Tabella 2.12. Sintesi dei risultati calcolati dalle analisi nei quattro casi e corrispondenti pressioni di lavoro che ne derivano**

In prima istanza, osservando i risultati delle zone con maggior *stress* si è riscontrato che il calcolo elastico ed elasto-plastico non producevano valori molto differenti. Per questo motivo si è optato per l'assunzione in via definitiva di un modello di tipo elastico-lineare. In un caso del genere un leggero sovradimensionamento può risultare accettabile, dal momento che la soluzione è più conservativa.

Poiché il materiale tende ad assumere un comportamento duttile a breve termine e fragile nel lungo periodo, è necessario valutare quale sia l'interpretazione dei risultati più corretta: rispettivamente, dunque, secondo le

tensioni equivalenti di *Von Mises* o gli sforzi principali massimi. Tendenzialmente la scelta dovrebbe cadere su quella che restituisce una pressione di lavoro minore, stando così a vantaggio di sicurezza. Posta dunque l'assunzione di un modello elastico, come già affermato, la seconda scelta verte per una lettura dei risultati secondo *Von Mises*, per una semplice ragione. Questi tubi sono classificati PN 16, intendendosi resistenti a pressioni di lavoro pari a 16 bar a 20°C e quella era la soluzione che si avvicinava a questo valore. Inoltre, da un confronto con i valori relativi al tubo, quello è il caso in cui il raccordo ha una pressione di lavoro meno sottostimata: ciò meglio si adatta ad un prodotto omologato e commercializzato con tale denominazione.

### **2.4.2 Raccordi a flangia**

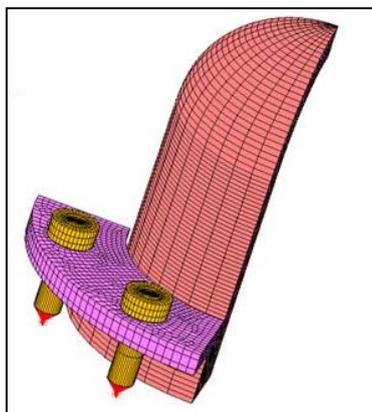
Lo studio del raccordo a flangia si è reso necessario per due motivi: *in primis* per identificare un modello di impiego prettamente navale, raramente consono alle applicazioni civili, quindi per verificare il rispetto dei requisiti progettuali richiesti.

#### **Modello geometrico e *mesh***

Il sistema “a flangia” è un tipo di raccordo costituito da quattro elementi:

- Il tubo munito di alette alle estremità necessarie ad innestarsi sotto la flangia metallica;
- La flangia di metallo intorno al tubo;
- Le viti per il fissaggio delle due parti da collegare;
- La guarnizione in gomma.

Una calotta semi-sferica all'estremità libera del tubo è servita per applicare la pressione interna al tubo stesso (come nel caso del raccordo a TEE). L'immagine di Figura 2.24 mostra un ¼ della geometria complessiva della flangia.



**Figura 2.24.** Modello della flangia ridotto ad  $\frac{1}{4}$

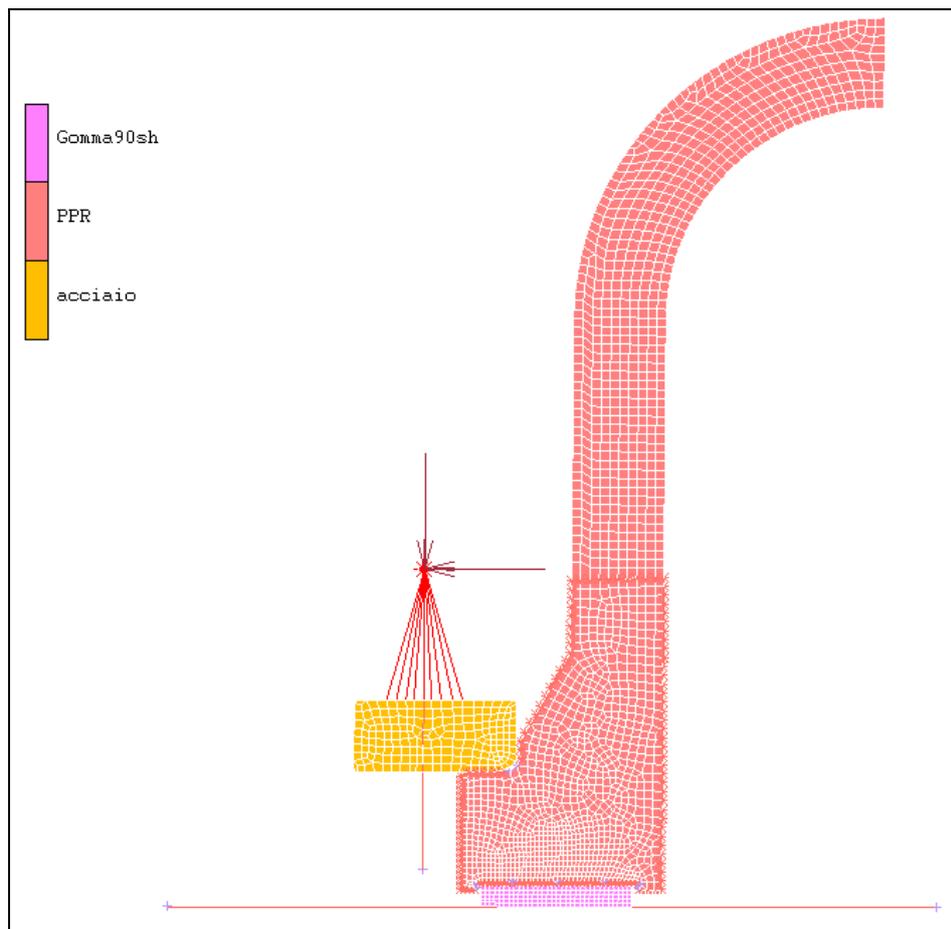
Il calcolo è stato condotto su un modello assial-simmetrico (Figura 2.25). L'operazione non sarebbe propriamente corretta, a causa della presenza delle viti, ma in buona approssimazione si è considerato valido dal momento che l'analisi è troppo onerosa per lo strumento *hardware* a disposizione.

La fase di *meshing*, come nel caso del raccordo “a TEE” è stata attuata con Msc Patran. L'elemento utilizzato è di classe “quad4”, di classe 10 (cfr. manuale Marc).

### **Materiali**

Il modello del raccordo in esame è costituito da PPR (tubo), da acciaio, per quanto concerne le viti e la flangia stessa e dalla gomma della guarnizione: tutti i materiali hanno caratteristiche di isotropia. La legge costitutiva del PPR, dedotta dai *test* in laboratorio, è stata implementata in una *table* di tipo “*equivalent plastic strain*”, mentre per l'acciaio si sono assegnate le proprietà elastiche: le azioni prodotte in questa sede, infatti, non sollecitano sicuramente il metallo oltre le sue capacità elastiche. La gomma è stata implementata con un modello di *Mooney*.

Nella Tabella 2.13 che segue sono riportate le caratteristiche meccaniche dei della plastica e dell'acciaio.



**Figura 2.25. Modello assialsimmetrico della flangia**

	<b>PPR</b>	<b>ACCIAIO</b>
<b>Modulo elastico E [MPa]</b>	900 MPa	210000 MPa
<b>Coefficiente di Poisson <math>\nu</math></b>	0.42	0.3
<b>Snervamento [MPa]</b>	8.5 MPa	/

**Tabella 2.13. Caratteristiche dei materiali PPR e acciaio**

**Condizioni al contorno, contatto e struttura dell'analisi effettuata**

L'analisi consiste di due fasi, corrispondente ad altrettanti condizioni al contorno: pretensionamento della vite con uno spostamento di 1.5 mm e applicazione della pressione interna pari a 5 MPa. Ulteriormente si è imposto nella vite uno spostamento orizzontale nullo, per evitare che avvengano moti rigidi.

L'analisi si presenta non lineare dal punto di vista:

- del materiale (per quanto riguarda la plastica e la gomma);
- geometrico (grandi spostamenti e deformazioni);
- del contatto: sono presenti due interfaccia di contatto con attrito (con coefficiente pari a 0.1) tra tubo e guarnizione e tra flangia (vite) e tubo; un'interfaccia tra la guarnizione e una superficie di base.

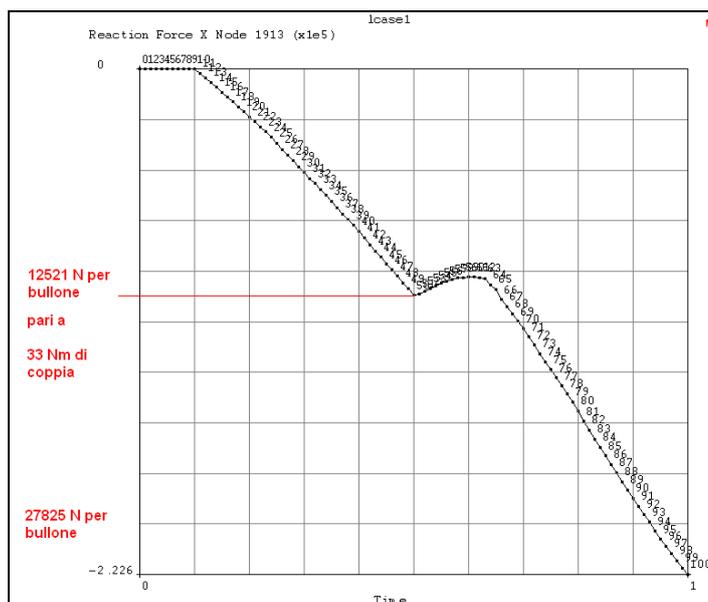
I corpi di contatto sono di tipo deformabile, a parte la superficie di base che è rigida. Il contatto è di tipo *touching*.

A causa della non linearità risulta evidentemente impossibile eseguire due analisi separate applicando in seguito la sovrapposizione degli effetti: i due carichi vengono assegnati in modo consecutivi in due successivi *step* temporali.

L'analisi è dunque statica non lineare di tipo assial-simmetrico: è condotta in 100 passi, per la durata complessiva di 1 sec (*time step* pari a 0.01 sec).

**Lettura dei risultati**

Il grafico di Figura 2.26 fornisce l'andamento del carico totale negli 8 bulloni.



**Figura 2.26. Andamento del carico assorbito da ciascun bullone**

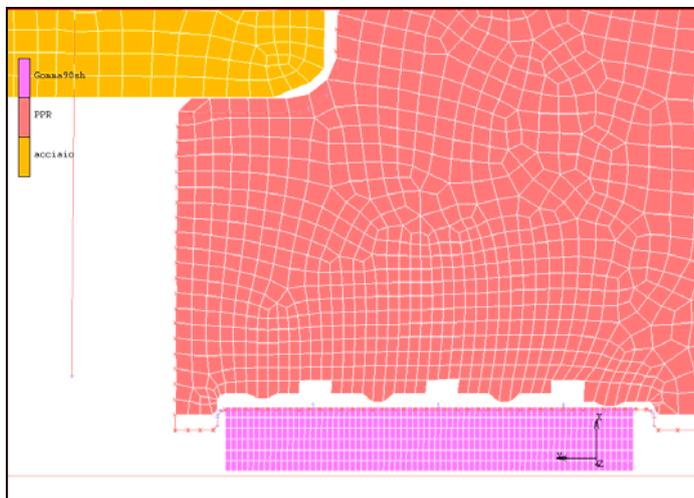
Nei primi 0,5 sec. (incrementi da 1 a 50) si completa il serraggio dei bulloni con un carico per bullone pari a circa 12000 N equivalente ad una coppia di circa 33 Nm. La pressione sul colletto esercitata dalla flangia rimane entro valori accettabili. Questo è un valore plausibile per un serraggio manuale senza particolari controlli. Nei secondi 0,5 sec si applica la pressione da 0 a 50 bar.

Al termine del serraggio dei bulloni ( $t = 0,5$  sec. , inc. 50) la pressione sulla guarnizione è piuttosto disuniforme e non potrebbe essere diversamente.

All'inc. 64, con una pressione di circa 15 bar, la flangia inizia a distaccarsi dalla guarnizione. All'incremento 100, la flangia è staccata dalla guarnizione, rimane una pressione solo sul bordo esterno che non è sufficiente a garantire la tenuta. Il carico nei bulloni raddoppia.

Ciò che si evince è che il serraggio dei bulloni deve essere molto più elevato per comprimere la guarnizione e risentire meno della pressione.

Successivamente, si è ritenuto opportuno raddoppiare il serraggio nei bulloni: si sono inseriti dentini e cavità per aumentare la pressione sulla guarnizione (Figura 2.27).



**Figura 2.27. Immagine della *mesh* con il particolare migliorato dei dentini e delle cavità**

Al termine del serraggio dei bulloni con 64 Nm di coppia ( $t = 0,5$  sec. , inc. 50) la pressione sulla guarnizione in corrispondenza dei dentini è aumentata ed è più uniforme. All'incremento 80, con una pressione di circa 30 bar, la flangia inizia a distaccarsi dalla guarnizione. All'incremento 100 con 50 bar la flangia è staccata dalla guarnizione, ma gli ultimi 2 dentini restano in presa.

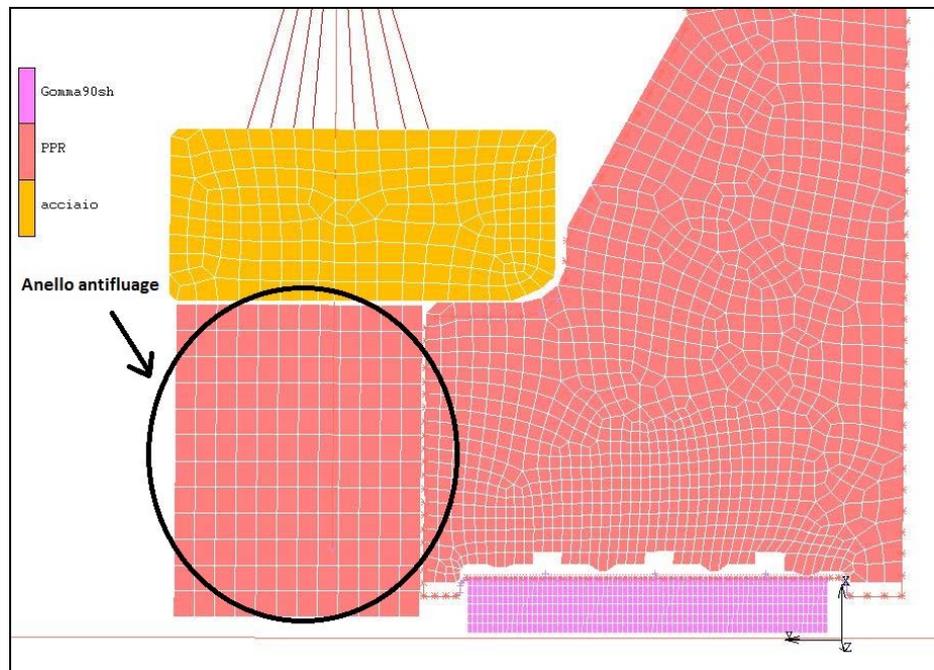
Il carico nei bulloni è meno sensibile alla pressione applicata; la pressione sul colletto esercitata dalla flangia è al limite delle capacità del materiale PPR.

Successivamente il modello è stato validato con prove di laboratorio: la soluzione migliorata ha superato il test statico di pressione a 50 bar e i cicli termici previsti (norma EN 15874).

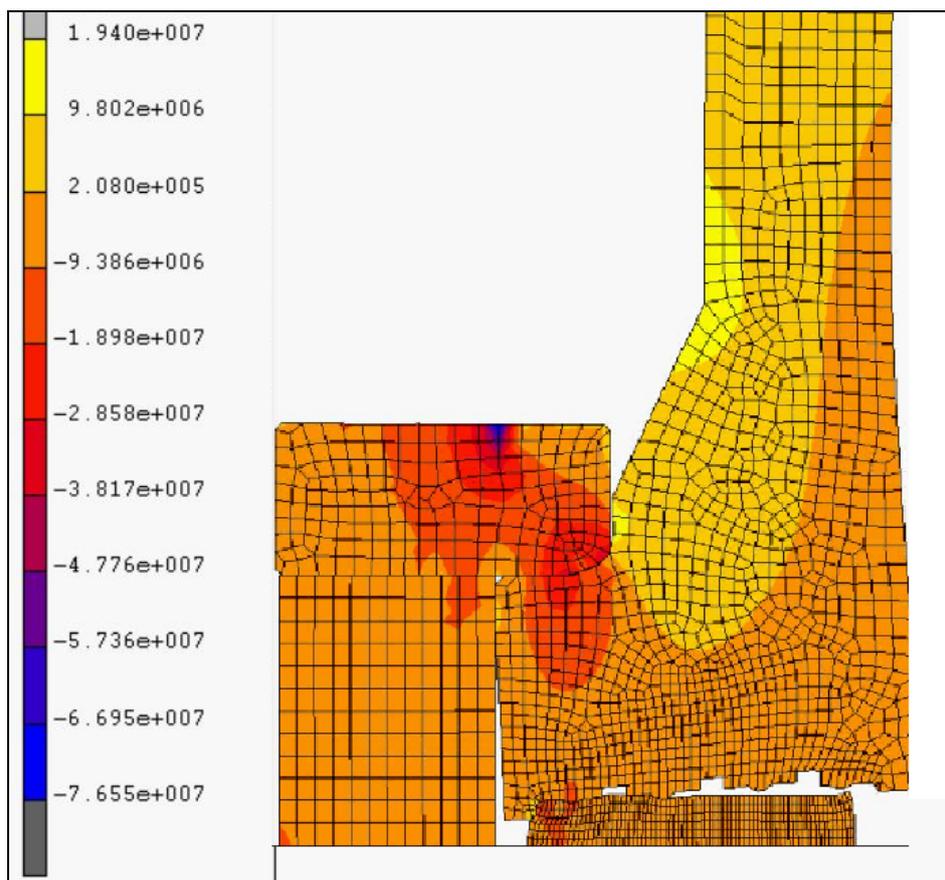
Un'ulteriore miglioria è rappresentata dall'applicazione dell'anello *antifluage*: un terzo modello è stato proposto (Figura 2.28). In questa condizione la condizione di tenuta della guarnizione è migliorata solo

leggermente, ma i bulloni possono essere serrati a fondo con una coppia di 160-180 Nm che l'anello sopporta bene.

La Figura 2.29 seguente mostra i corpi a contatto al termine dell'analisi.



**Figura 2.28. Modello con aggiunta di anello *antifluage***



**Figura 2.29. Fine dell'analisi con gli elementi a contatto: le tensioni riscontrate risultano nei limiti**

## 2.5 Conclusioni

Il sistema di raccorderia è stato implementato in due dei suoi elementi principali: il raccordo a TEE e il raccordo a flangia. Il primo doveva di essere adattato alla connessione di grandi diametri, il secondo, poco adeguato alle applicazioni civili, era semplicemente fin qui poco utilizzato e andava meglio indagato.

La volontà di estendere la gamma di prodotto e la contingente ricerca di un'ottimizzazione di forma ha reso necessaria la creazione di opportuni modelli matematici che ne riproducessero il funzionamento in modo affidabile. L'approccio analitico e l'interpretazione dei risultati si sono scontrati con l'esigenza di garantire un prodotto che fosse a vantaggio di sicurezza e con il problema non trascurabile che questi materiali, tanto duttili all'inizio della loro vita utile, manifestano un comportamento fragile a lungo termine.

## **Capitolo 3**

### **Progettazione di sistemi per le tubazioni di scarico: prima parte**

#### **3.1 Introduzione**

Quando l'azienda ha intrapreso l'attività con Fincantieri, il settore nautico ancora non contemplava l'installazione sulle navi da crociera di tubazioni di scarico in materiali poliolefinici: di qui la necessità di progettare un sistema affidabile che rispettasse i requisiti richiesti per una applicazione assolutamente nuova.

La trasparenza nell'offerta di tale prodotto è stata avvallata dalla stesura di un piccolo manuale, che permettesse a tecnici ed installatori navali di avere un'informazione completa ed esaustiva: dalle caratteristiche meccaniche e termiche dei materiali costitutivi alle prestazioni in condizioni di lavoro ordinarie e straordinarie, dalle tecniche di montaggio alle varie raccomandazioni operative.

Per fare ciò è stato indispensabile condurre un'analisi dettagliata del sistema e dei suoi sottosistemi: in questa sede si riportano le parti più significative dell'attività di caratterizzazione svolta.

## **3.2 Sviluppo di un tubo di scarico secondo i criteri di impiego navale e ai sensi della norma IMO A.18/Res. 753**

### **3.2.1 Caratterizzazione dei materiali mediante prove sperimentali**

L'impiego in campo navale prevedeva un tubo in grado di resistere a condizioni di servizio differenti da quelle tipiche in campo civile: di questo si è già discusso in precedenza (cfr. Capitolo 1, Paragrafo 1.4.2).

Per soddisfare tali requisiti, l'azienda ha deciso di compiere dei test con l'obiettivo di caratterizzare i materiali destinati a tale utilizzo.

#### **1) Identificazione dei campioni**

I campioni di prova selezionati sono stati così denominati:

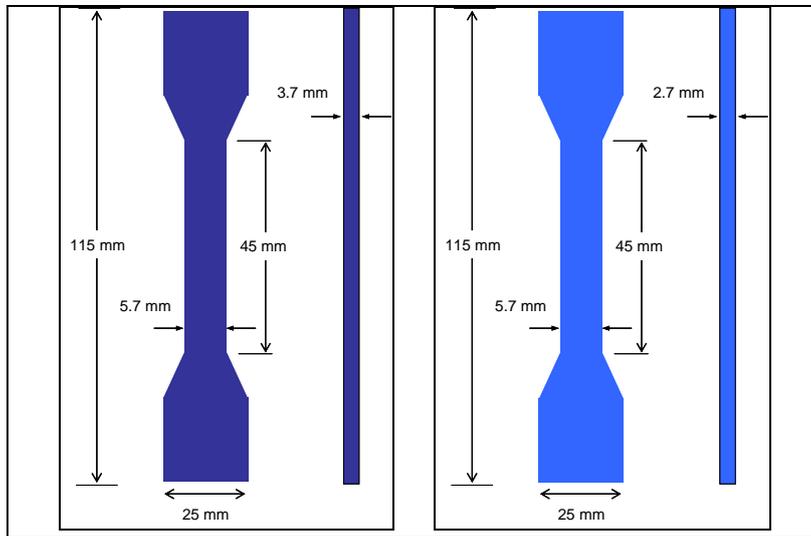
- Materiale A: era lo standard aziendale già in uso per lo scarico.
- Materiale B: era un prodotto anti-fiamma, valore aggiunto per l'applicazione in questo settore, già presente in produzione per alcune applicazioni.

L'idea di partenza era quella di impiegare il materiale A e il materiale B rispettivamente per le tratte a gravità e per quelle in depressione.

#### **2) Geometria e composizione del materiale**

La geometria dei campioni è riportata nella Figura 3.1: si tratta di provini piatti raccordati alle estremità. Nell'immagine di Figura 3.2, invece, i due campioni in configurazione iniziale e deformata: da ciò si evince come il Materiale A fosse ben più duttile del Materiale B, tanto che soltanto quest'ultimo, decisamente più rigido, è stato portato a rottura; la deformabilità

del primo era così elevata da superare la capacità di spostamento della macchina di prova.



**Figura 3.1. Geometria dei campioni di prova**



**Figura 3.2. Fotografie dei campioni successive ai test**

La composizione dei due materiali in oggetto è sintetizzata dalla Tabella 3.1, che segue.

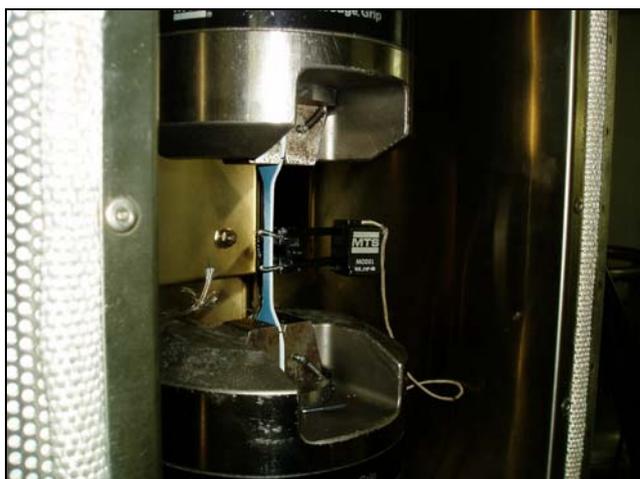
	<b>MATERIALE A</b>	<b>MATERIALE B</b>
<b>STRATO ESTERNO</b>	<b>PPR</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 50% Polipropilene,</li> <li>• 50% Talco e agenti ritardanti di fiamma, matrice</li> </ul>
<b>STRATO CENTRALE</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 73% Polipropilene copolimero</li> <li>• 25% CaCO<sub>3</sub>, matrice</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 50% Polipropilene</li> <li>• 50% Talco e agenti ritardanti di fiamma</li> </ul>
<b>STRATO INTERNO</b>	<b>PPR</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 50% Polipropilene</li> <li>• 50% Talco e agenti ritardanti di fiamma</li> </ul>

**Tabella 3.1. Composizione chimica dei materiali costituenti i campioni**

### **3) Modalità di prova**

Le prove sono state eseguite per mezzo di una macchina di prova universale MTS, modello 810 Bionix II, che forniva la forza letta da una cella di carico e lo spostamento letto da un LVDT.

Sul provino si è installato un estensometro a base 10mm (Figura 3.3). Una camera termica era asservita alle prove in temperatura.



**Figura 3.3. Immagine della macchina di prova, con il provino serrato tra le ganasce e l'estensometro**

Il modulo di elasticità è stato dedotto da:

$$E = \frac{\sigma_{.0025} - \sigma_{.0005}}{\varepsilon_{.0025} - \varepsilon_{.0005}} \quad (3.2.1)$$

con  $\sigma_a$  = sforzo corrispondente a  $\sigma = a$ .

La tensione di snervamento veniva letta come valore di picco.

Dal momento che le poliolefine hanno comportamento visco-elastico nell'ambito dei limiti considerati per la loro applicazione, secondo quanto previsto dalla normativa, si sono prese in considerazione:

- Diverse velocità di prova;
- Diverse temperatura di prova.

#### **4) Sintesi delle prove eseguite**

Si sono eseguite prove di trazione e di dilatazione termica: i parametri desunti sono riassunti nelle Tabelle 3.2 e 3.3 che seguono, mentre le pagine

successive mostrano i grafici delle curve “sforzo-deformazione” tracciati per ogni campione (Figure dalla 3.4 e 3.5).

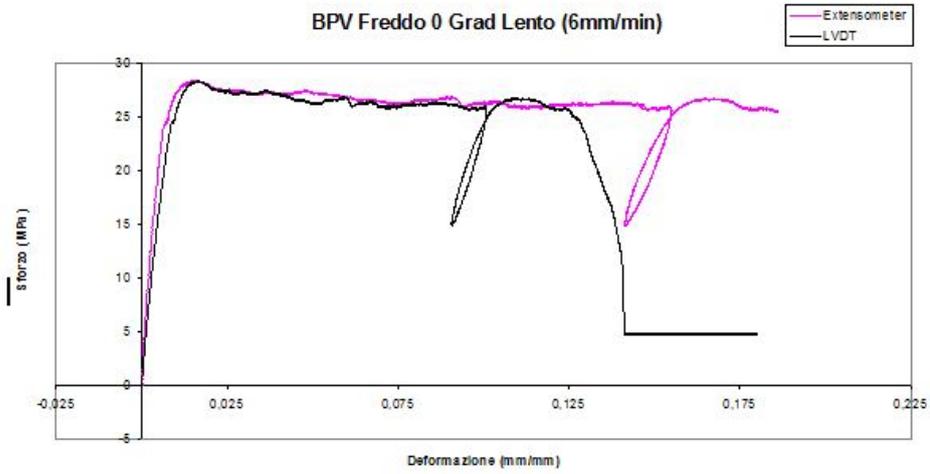
Temperatura [°C]	Test	Velocità [mm/min]	Modulo elastico [MPa]	Tensione di snervamento [MPa]	Deformazione a rottura
-20	1	6	5565	36.35	51%
-10	2	6	4932	28.89	61%
0	3	6	3839	28.87	> 120%
	4	50	3969	31.46	25%
24	5	1.8	2040	19.5	> 120%
	6	6	2033	19.8	> 120%
	7	50	2328	23	> 120%
60	8	3	1017	12.7	> 120%
	9	6	1062	12.65	> 120%
	10	50	1337	15.96	> 120%
80	11	6	821	10.3	> 120%
	12	50	818	10.3	> 120%

**Tabella 3.2. Misure effettuate sul Materiale A**

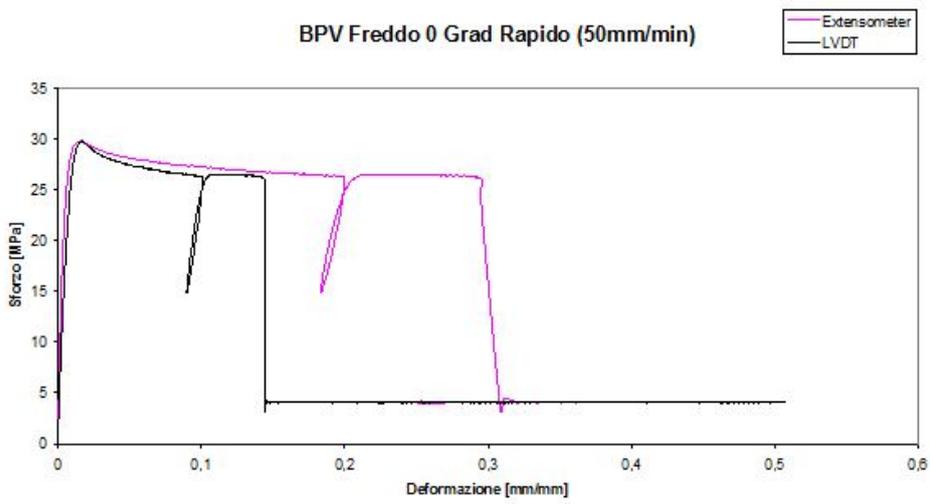
Temperatura [°C]	Test	Velocità [mm/min]	Modulo elastico [MPa]	Tensione di snervamento [MPa]	Deformazione a rottura
0	13	6	4475	28.36	18%
	14	50	5654	29.73	29%
24	15	1.8	2728	15.33	59%
	16	6	2433	14.45	67.6%
	17	18	3259	17.4	49.5%
	18	50	4084	19.77	44%
60	19	6	1401	10.73	> 120%
	20	50	1427	12.63	> 120%
80	21	6	973	7.49	> 120%
	22	6	1062	8.78	> 120%
	23	50	952	8.66	> 120%
	24	50	1075	9.54	> 120%

**Tabella 3.3. Misure effettuate sul Materiale B**

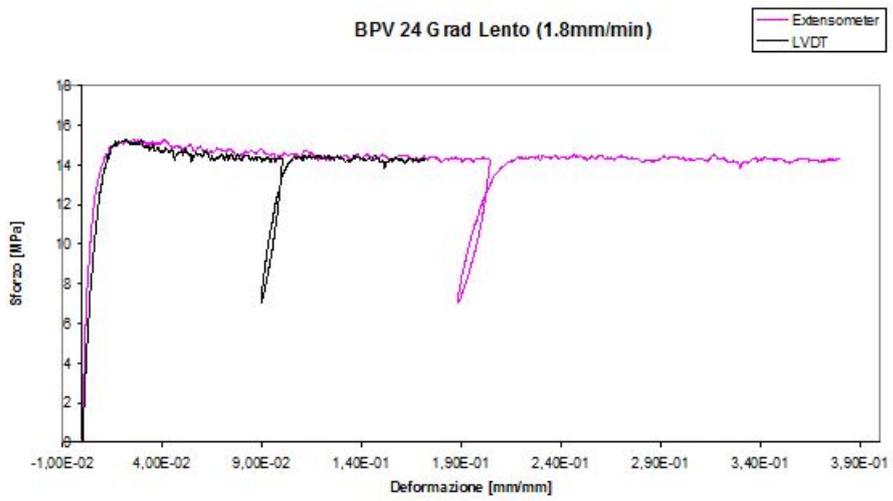
**Materiale A**



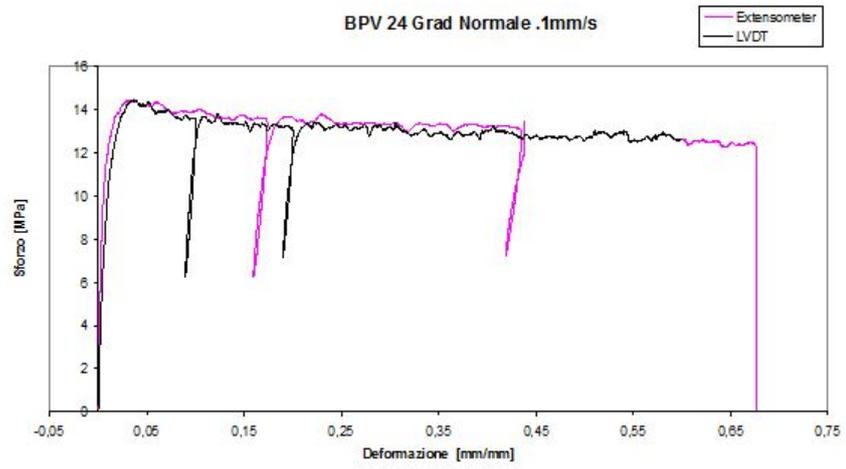
a)



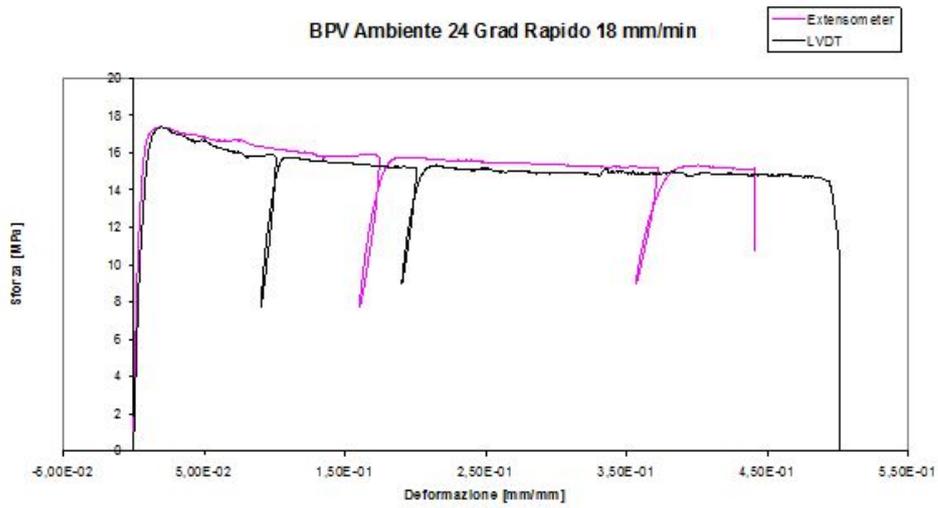
b)



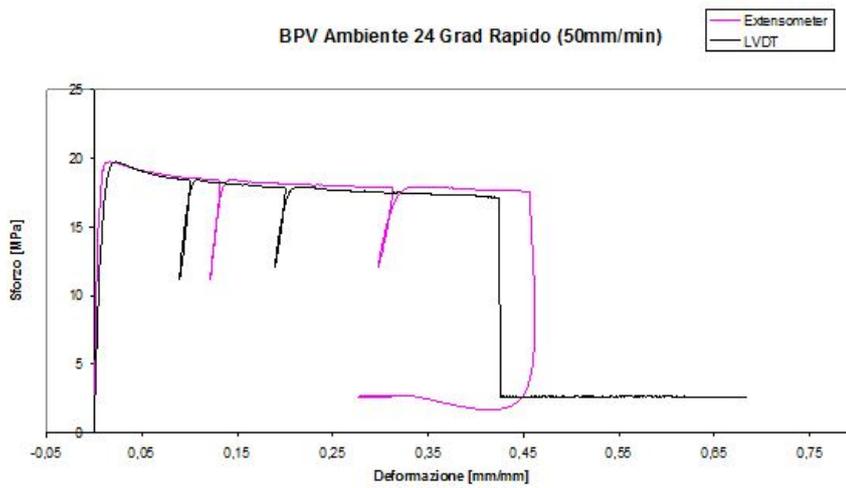
c)



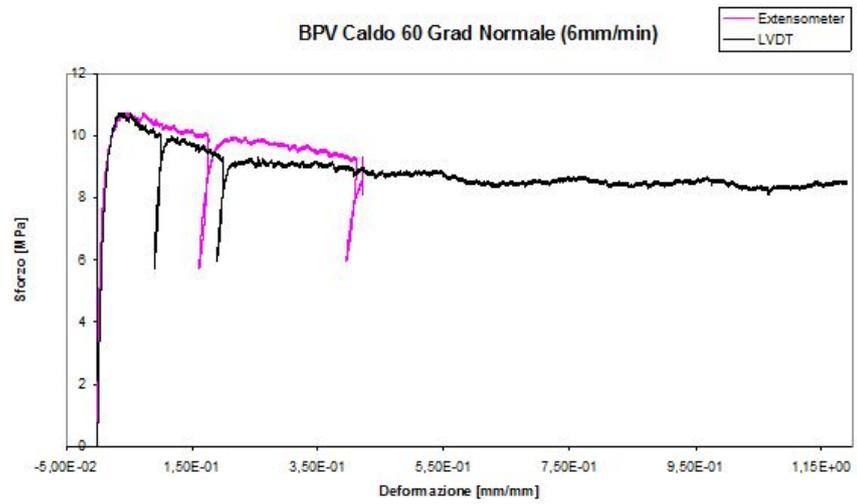
d)



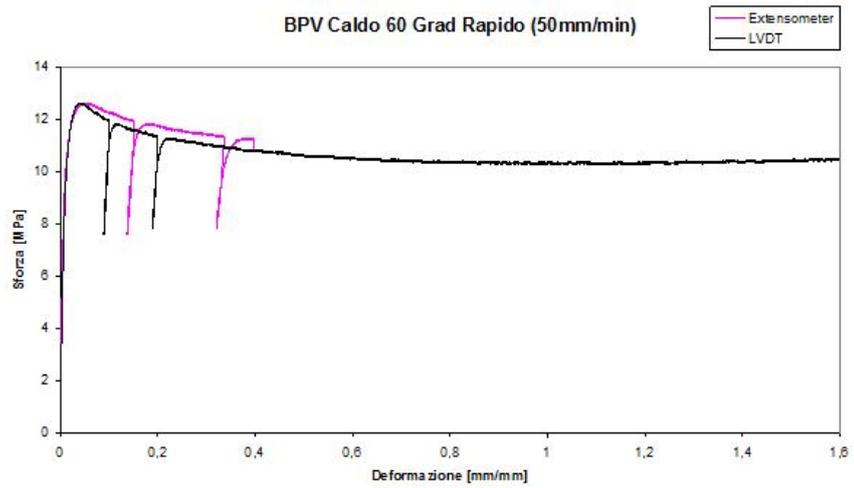
e)



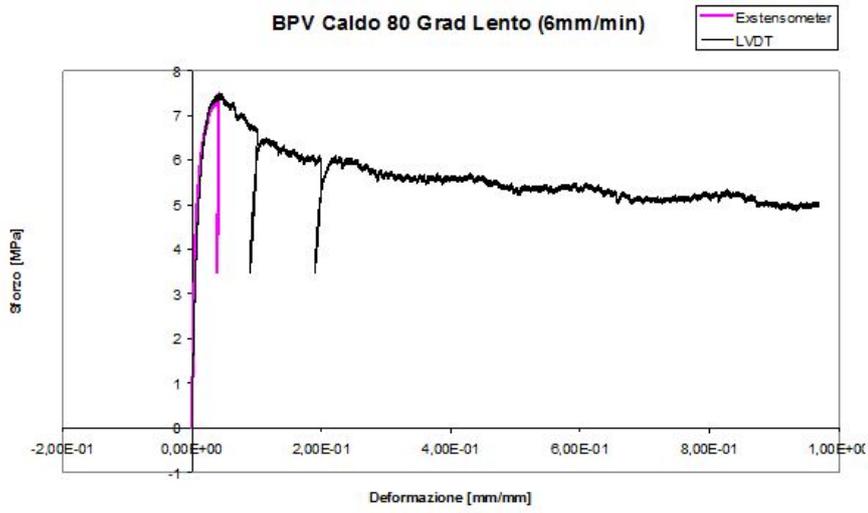
f)



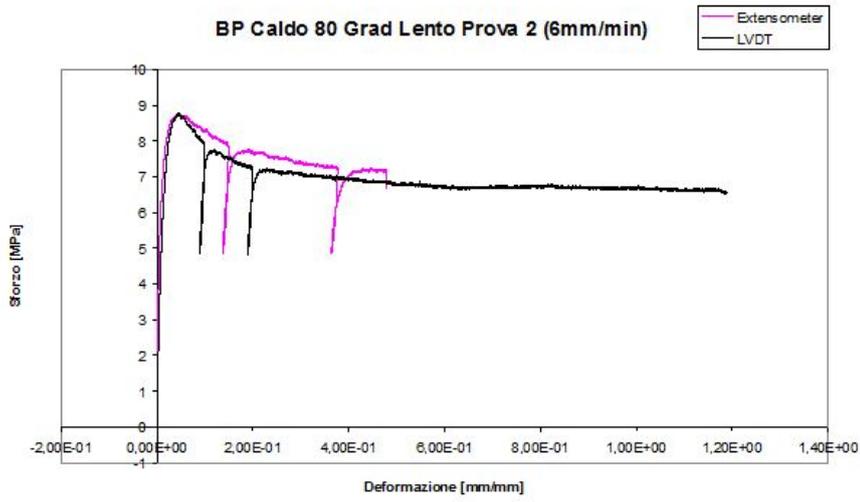
g)



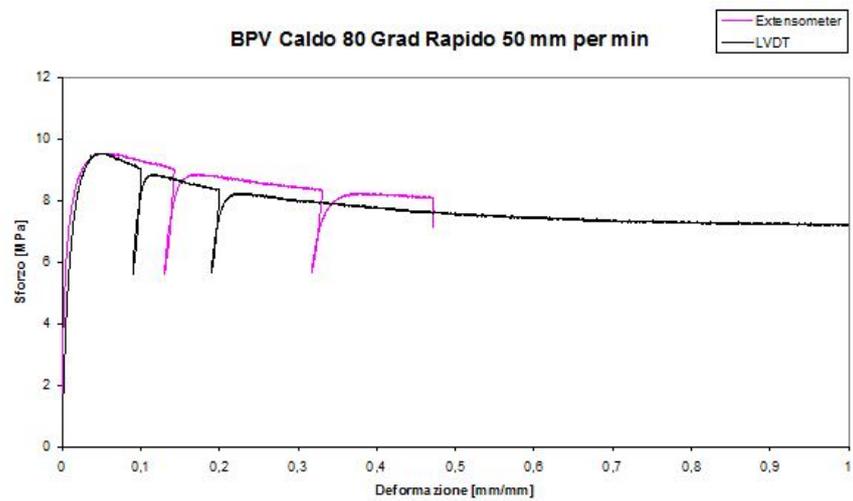
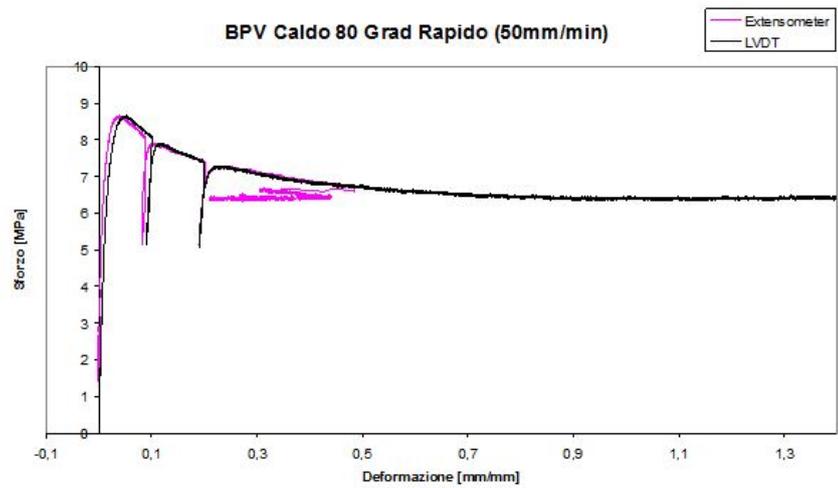
h)



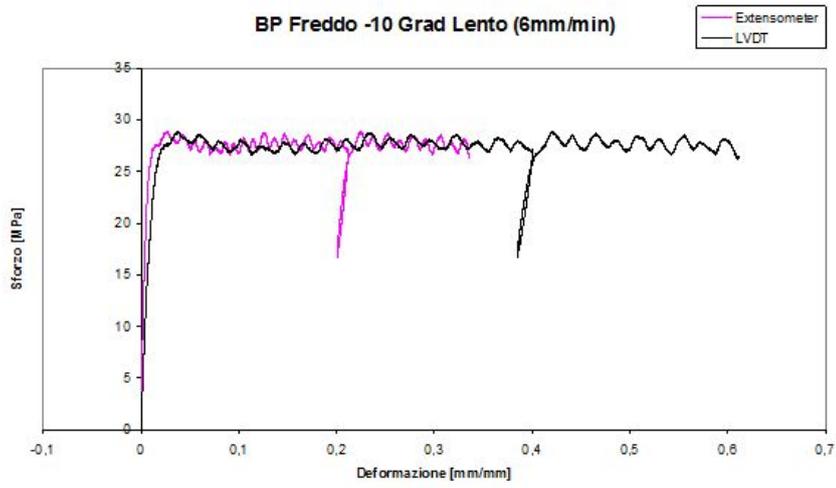
i)



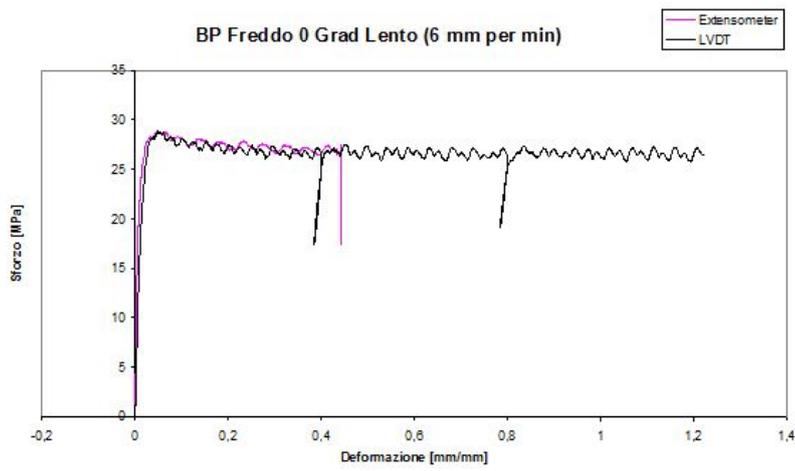
l)



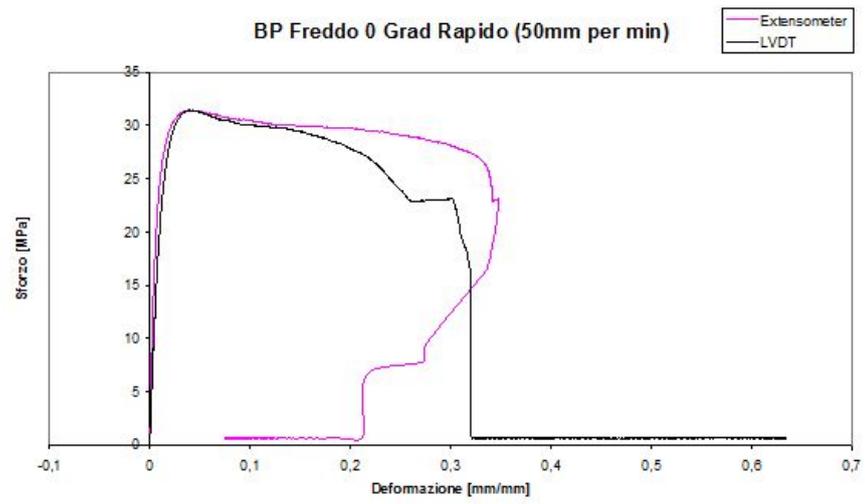
**Figura 3.4. Curve ottenute da prove sperimentali condotte su materiale A: le modalità delle prove da a) ad n) sono riassunte in Tabella 3.2**



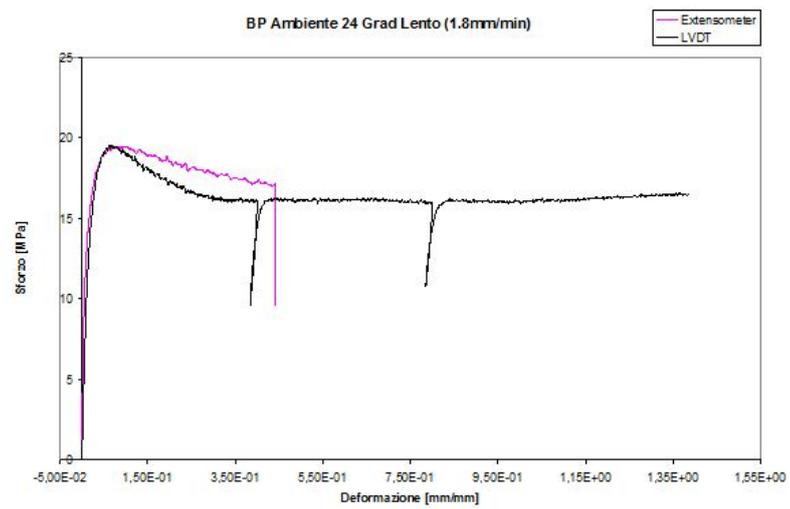
a)



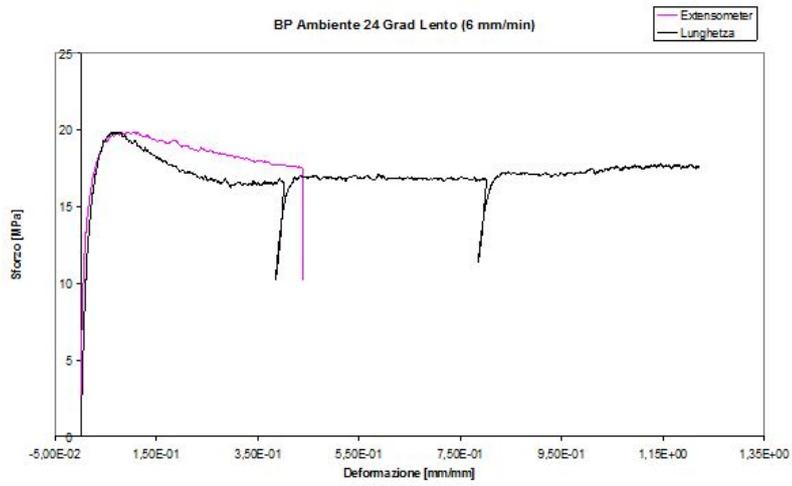
b)



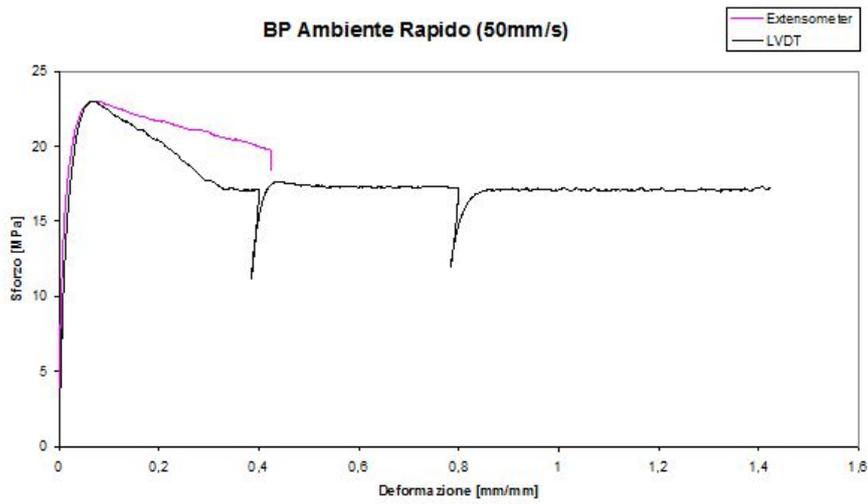
c)



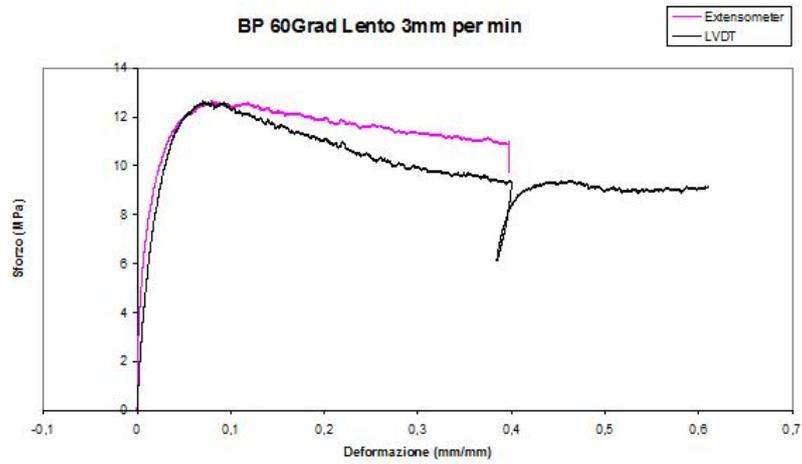
d)



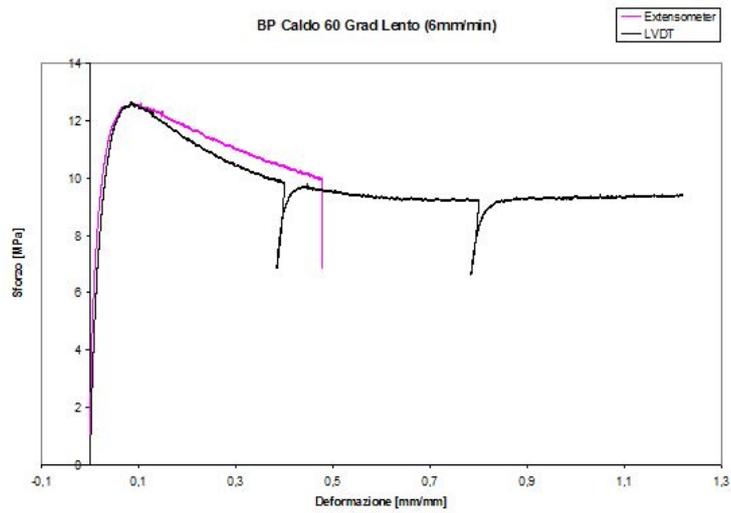
e)



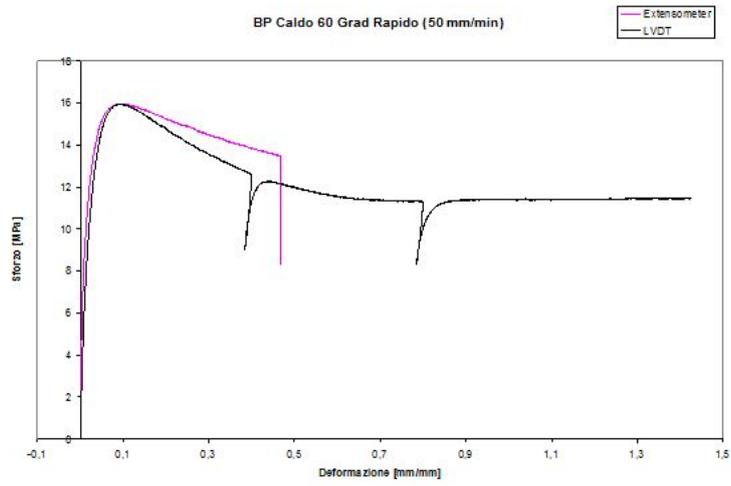
f)



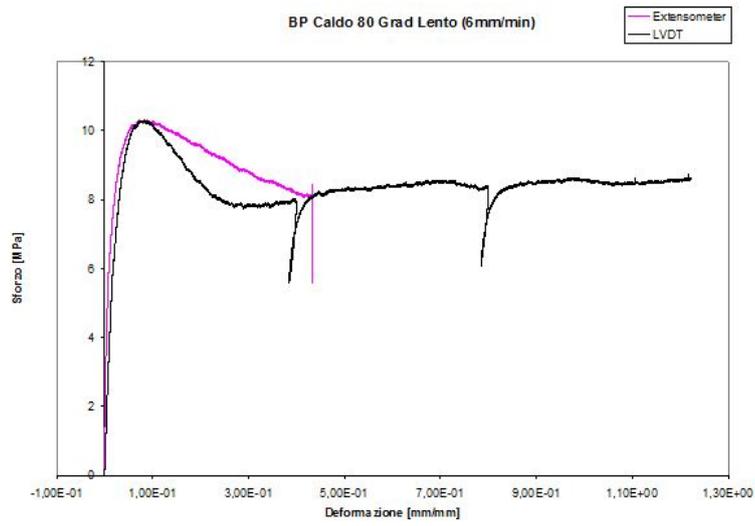
g)



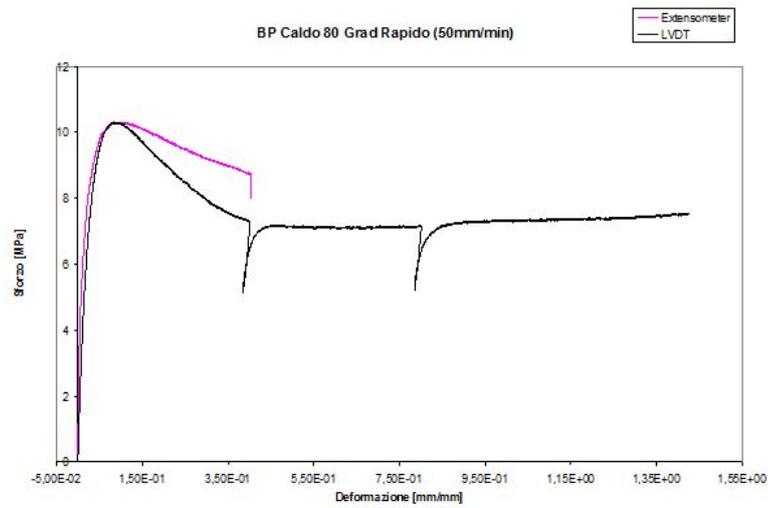
h)



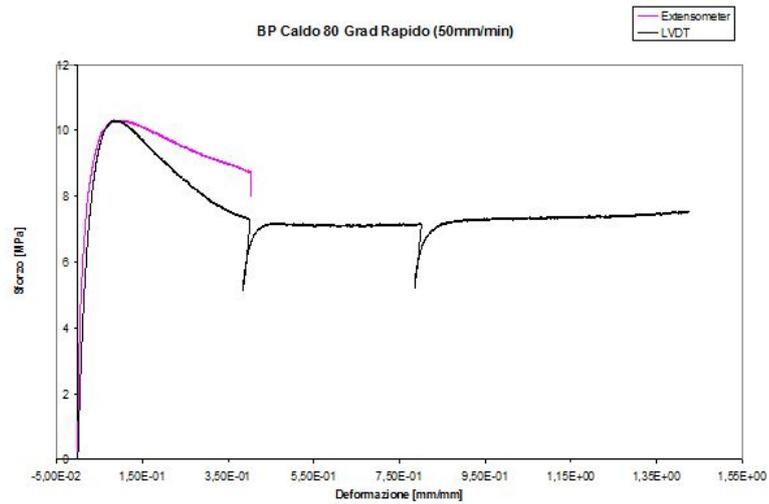
i)



l)



m)



n)

**Figura 3.5. Curve ottenute da prove sperimentali condotte su materiale B: le modalità delle prove da a) ad n) sono riassunte in Tabella 3.3**

Mediante prove di dilatazione termica si è valutato il coefficiente di dilatazione termica lineare:

$$\Delta l = \alpha \cdot \Delta T \cdot l_0 \rightarrow \alpha = \frac{\Delta l}{\Delta T \cdot l_0} = 1.77 \cdot 10^{-4} K^{-1} \quad (3.2.2)$$

Con  $\Delta T = 50^\circ K$ .

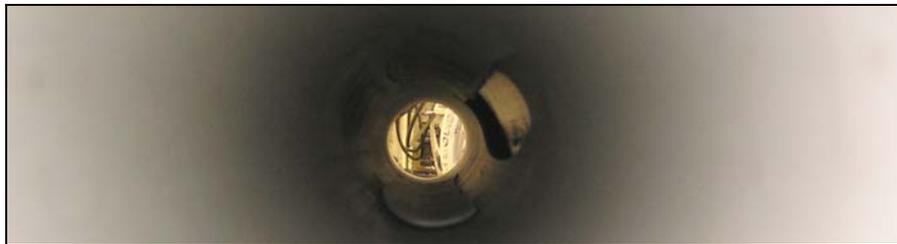
### 3.2.2 Selezione della tipologia costitutiva

Al termine delle prove di caratterizzazione, campioni di tubo estrusi con i due materiali A e B, sono stati sottoposti ai test visibili in Figura 3.6. In accordo con la normativa di riferimento (cfr. Capitolo 1, Paragrafo 1.4.2), i campioni sono stati sottoposti ad una prova di compressione dall'esterno fino alla pressione relativa di 3 bar e ad una prova di depressione a -0.8 bar.



**Figura 3.6. I campioni di tubo soggetti a prova di compressione esterna e depressione**

Il materiale B, in accordo con le curve di caratterizzazione, è risultato più rigido, ma non conforme, dal momento che il tubo è imploso alla pressione di 2.2 bar (Figura 3.7).



**Figura 3.7. Fotografia scattata all'interno del tubo di materiale B imploso dopo prova di pressione a 2.2 bar**

Il materiale A ha risposto meglio alla sollecitazione, ma nonostante il calcolo basato sui dati sperimentali prevedesse uno determinato spessore (3.5 mm per il DN 75), il tubo così prodotto collassava alla pressione di 3 bar in modo duttile, ma istantaneo, a partire probabilmente da zone di spessore limite o disomogeneità di proprietà meccaniche (Figura 3.8).



**Figura 3.8. Collasso del campione di materiale A dopo prova di pressione a 3 bar**

E' stato necessario quindi aumentare gli spessori dell'intera gamma fino alla serie S9 (spessore minimo di 4 mm per il DN 75), ottenendo il risultato voluto.

Di seguito (Tabella 3.4) sono riassunte le proprietà elastiche desunte in via definitiva dalle prove sperimentali. In Tabella 3.5, invece, compaiono, per le due temperature considerate, a 24°C e 80°C, i valori dei relativi Moduli Elastici a flessione calcolati manualmente, successivamente implementati nei modelli numerici.

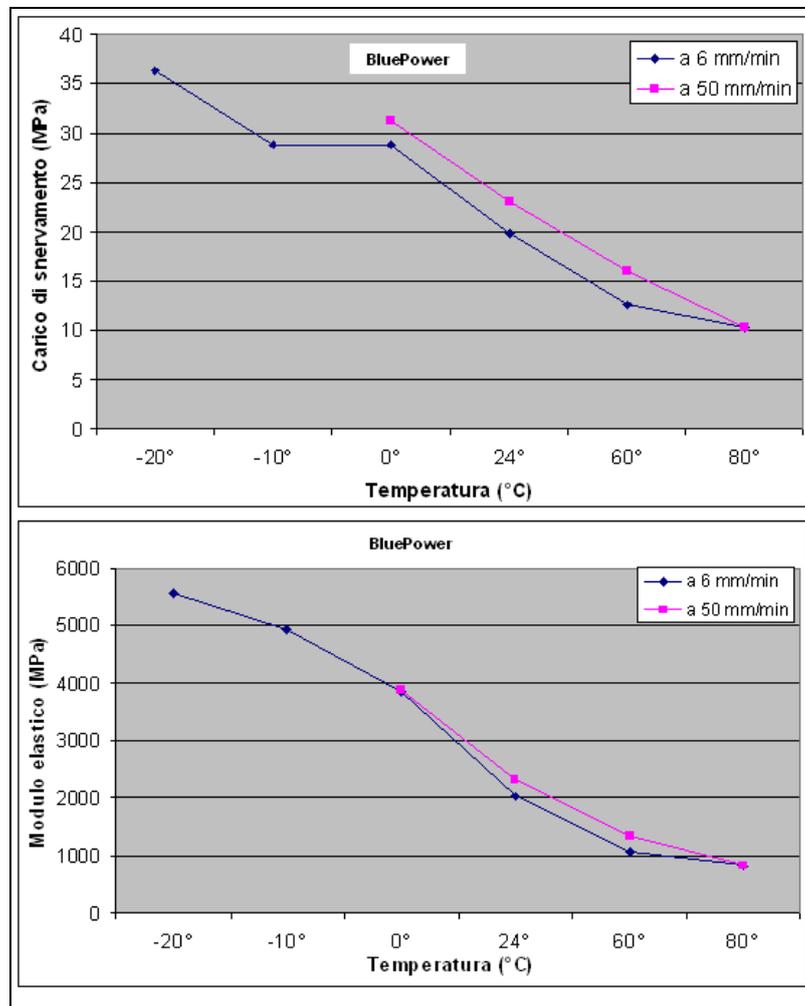
Temperature (°C)	Velocity (mm/min)	E (Mpa)	Yield Stress (Mpa)	Deformation at Rupture
-20	6	5565	36,35	51%
-10	6	4932	28,89	61%
0	6	3839	28,87	> 120%
	50	3969	31,46	25%
	50	3786	30,92	25%
24	1,8	2040	19,5	> 120%
	6	2033	19,8	> 120%
	18	2334	21,9	> 120%
	50	2328	23	> 120%
60	3	1017	12,7	> 120%
	6	1062	12,65	> 120%
	50	1337	15,96	> 120%
80	6	821	10,3	> 120%
	50	818	10,3	> 120%

**Tabella 3.4. Proprietà elastiche sperimentali del materiale selezionato**

Temperatura [°C]	E [MPa]
24	1600
80	650

**Tabella 3.5. Proprietà flessionali**

La Figura 3.6 mette in evidenza le curve di due parametri caratteristici del materiale: il carico di snervamento e il modulo elastico, considerati alle velocità di prova di 6 mm/min e 50 mm/min.



**Figura 3.6. Andamento del carico di snervamento e del modulo elastico a 6 mm/min e a 50 mm/min**

### 3.2.3 Pressioni e temperature di lavoro

Dovendo garantire un prodotto che fosse capace di resistere in maniera uniforme alla pressione, sia positiva che negativa, indipendentemente dal diametro, si è adottato il criterio dimensionale, basato sul rapporto diametro/spessore SDR.

Il programma dei tubi è stato raggruppato in una serie di diametri (da 40 a 110) con rapporto diametro/ spessore  $SDR \cong 18$  e da due diametri (125 e 160) con rapporto diametro/spessore  $SDR = 32$ .

Dalla tabella 3.4 risulta la  $\sigma$  di snervamento pari a:

$$\sigma_y = 10MPa @ 80^\circ C. \quad (3.2.3)$$

da cui si è ricavata la pressione di snervamento, pari a:

$$P_y = \frac{2\sigma_y}{SDR} \quad (3.2.4)$$

da cui, ancora una volta, si sono ricavate le pressioni di lavoro:

$$P_n = \frac{P_y}{4} = 1.5Bar \text{ (SDR32) @ } 60^\circ C \quad (3.2.5)$$

$$P_n = \frac{P_y}{4} = 2.7Bar \text{ (SDR18) @ } 60^\circ C \quad (3.2.6)$$

ottenute applicando un coefficiente di sicurezza pari a 4 e un  $\Delta T$  di sicurezza pari a  $20^\circ C$  (IMO A.18/Res.753).

### 3.2.4 Resistenza alla depressione

Come già in precedenza sottolineato, i tubi di scarico per il settore navale possono essere inseriti in tratte di sistemi in depressione.

A tale scopo, si è dovuto garantire la verifica alla pressione critica di instabilità calcolata secondo la formula seguente, che tiene di nuovo conto del rapporto diametro/spessore costante e pari a SDR.

$$P_{cr} = \frac{2E}{SDR^3(1-\nu^2)} \quad (3.2.7)$$

da cui :

$$P_{cr} = 0.4Bar \text{ (SDR32) @ } 80^{\circ}C$$

$$P_{cr} = 2.6Bar \text{ (SDR18) @ } 80^{\circ}C$$

$$P_{cr} = 1.1Bar \text{ (SDR32) @ temp. ambiente}$$

$$P_{cr} = 6.5Bar \text{ (SDR18) @ temp. ambiente}$$

→ avendo assunto un modulo di Young pari a  $E = 650 \text{ MPa}$ ,  $\nu = 0,4$  @  $80^{\circ}C$  (Tabella 3.5)

→ avendo assunto un modulo di Young pari a  $E = 1600 \text{ MPa}$ ,  $\nu = 0,4$  @ temp. ambiente (Tabella 3.5)

Applicando un coefficiente di sicurezza pari a 3 si sono ottenute le pressioni negative di funzionamento pari a:

$$P_{vac} = \frac{P_{cr}}{3} = 0.13Bar \text{ (SDR32) @ } 60^{\circ}C \quad (3.2.8)$$

$$P_{vac} = \frac{P_{cr}}{3} = 0.86Bar \text{ (SDR18) @ } 60^{\circ}C \quad (3.2.9)$$

$$P_{vac} = \frac{P_{cr}}{3} = 0.36Bar \text{ (SDR32)} \quad (3.2.10)$$

$$P_{vac} = \frac{P_{cr}}{3} = 2.16Bar \text{ (SDR18)} \quad (3.2.11)$$

Per le pressioni alla temperatura di 80°C si è applicato un  $\Delta T$  di 20°C.

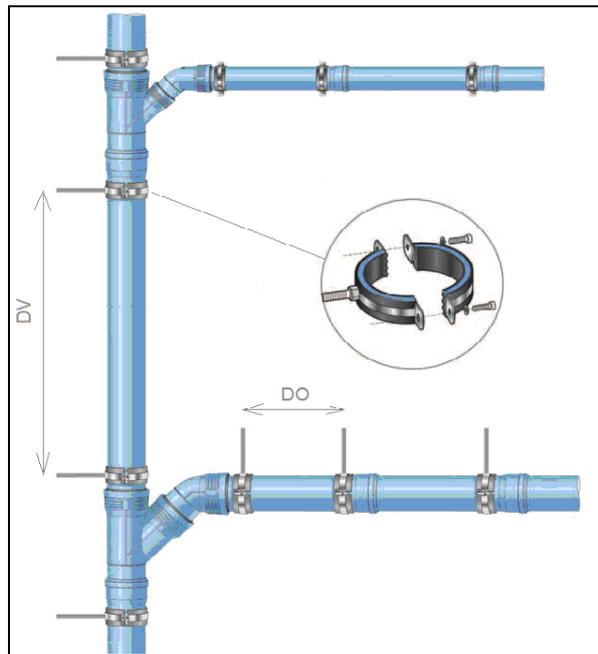
### 3.3 Studio della disposizione dei sistemi di ancoraggio

I punti di ancoraggio sono realizzati mediante appositi collari con l'interno liscio e gli spigoli arrotondati, solitamente forniti di nastro protettivo in gomma insonorizzante. Essi hanno la duplice funzione di:

- vincolare il tubo alla struttura sostenendo il peso del tubo stesso;
- reagire ad eventuali sovrappressioni interne.

Per tale ragione, la prima condizione necessaria è la presenza, sia per impianti orizzontali che verticali, di almeno un bracciale posto in corrispondenza dei bicchieri delle giunzioni ad innesto (cfr. Capitolo 1, Paragrafo 1.5.2), al fine di impedirne lo scivolamento e lo sfilamento.

La Figura 3.7 offre un'idea di massima della modalità di disposizione.



**Fig. 3.7.** Il disegno rappresenta i collari: come si può notare sono presenti in corrispondenza di ogni bicchiere

Con lo scopo, dunque, di rendere il sistema più stabile, oltre che per limitare lo *stress* nel materiale, si è ritenuto utile studiare la disposizione ottimale degli staffaggi negli elementi rettilinei della tubazione: questo in considerazione delle sollecitazioni più gravose cui essi sono sottoposti nel navale per i motivi esposti in precedenza (cfr. Capitolo 1, Paragrafo 1.4.2).

Lo studio di ottimizzazione del numero di collari di fissaggio è stato condotto in funzione dei seguenti parametri:

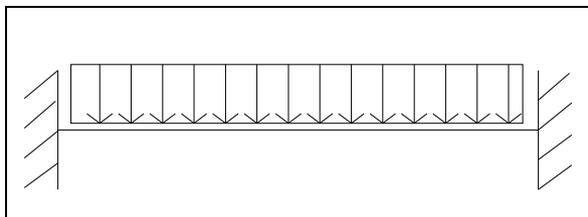
1. Freccia massima;
2. *Stress*;
3. Instabilità;
4. Condizioni di risonanza;

Quando siano presente lunghe tratte dritte occorre tenere conto della flessione del tubo dovuta al peso della tubazione stessa piena d'acqua, che rappresenta ovviamente la condizione più sfavorevole: tale ipotesi è stata adottata nei calcoli che seguono.

Si è effettuata la distinzione tra tubazioni orizzontali e verticali, rappresentata a seguire in maniera molto schematica.

### 3.3.1 Tubazioni orizzontali: freccia e *stress* max

- Ipotesi e dati:
  - Sezione interamente piena d'acqua;
  - Modulo di Young  $E$ : 650 MPa (condizione flessionale a 80°C);
  - Densità di massa PP: 0.96 Kg/dm<sup>3</sup>
  - Densità di massa acqua: 1 Kg/dm<sup>3</sup>
  - Analisi lineare elastica;
- Scopo: valutazione freccia massima e *stress* mediante calcolo manuale e calcolo *fem* per confronto.
- Calcolo manuale: si è considerato un modello di trave incastrata agli estremi con carico uniformemente distribuito (Figura 3.8).

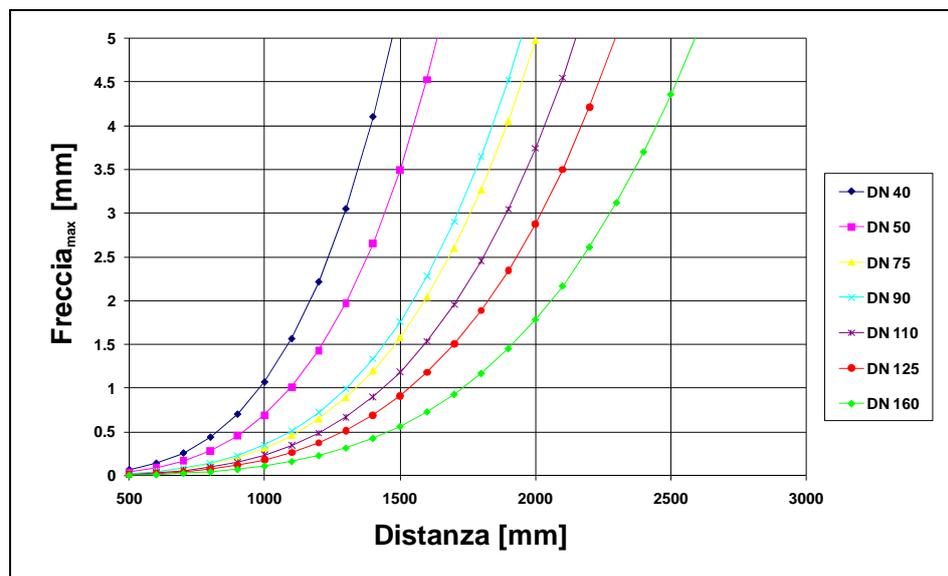


**Fig. 3.8. Modello di trave incastrata agli estremi con carico uniformemente distribuito**

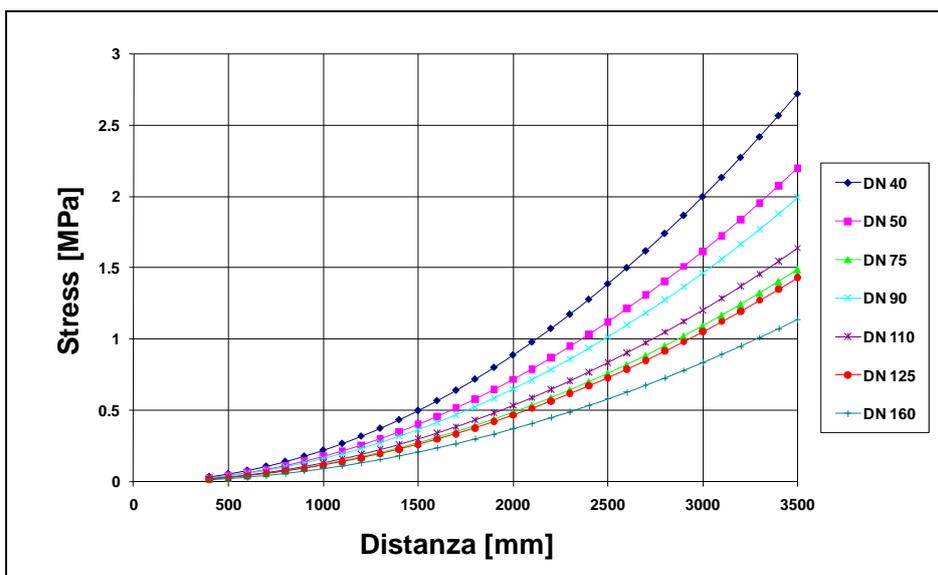
I parametri in esame sono stati calcolati, banalmente, con le seguenti formule:

- Freccia max:  $f_{\max} = \frac{Pl^4}{384EJ}$
- Momento max:  $M_{\max} = \frac{Pl^2}{24}$
- Stress Max:  $\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \cdot d_{\text{ext}}}{2J}$

I grafici che seguono (Figura 3.9 e 3.10) riassumono i risultati dei calcoli, per ogni diametro e al variare della distanza tra i vari collari.

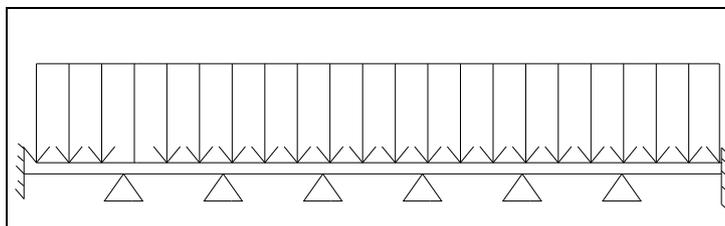


**Fig. 3.9. Freccia massima in mezzeria del tratto di tubo in funzione della distanza tra i collari**



**Fig. 3.10. Stress massimo in mezzeria del tratto di tubo in funzione della distanza tra i collari**

□ **Analisi *fem***: si è condotta un'analisi statica lineare mediante il codice Marc Mentat, rappresentando un modello di trave continua su più appoggi e incastrata agli estremi (Figura 3.11).



**Fig. 3.11. Modello di trave continua su più appoggi e incastrata agli estremi con carico uniformemente distribuito**

Il calcolo è stato attuato per il tubo DN 40. I risultati dell'analisi *fem* hanno confermato i risultati del calcolo manuale.

### 3.3.2 Tubazioni verticali: il problema dell'instabilità

- Ipotesi e dati:
  - Sezione interamente piena d'acqua;
  - Modulo di Young E: 650 MPa (condizione flessionale a 80°C);
  - Peso specifico PP: 0.96 Kg/dm<sup>3</sup>
  - Peso specifico acqua: 1 Kg/dm<sup>3</sup>
  - Lunghezza di libera inflessione  $l_0 = 1600$  mm
- Scopo: calcolo del carico critico euleriano per colonna di altezza 1.6 m mediante calcolo manuale e calcolo *fem* per confronto.
- Calcolo manuale: modello di asta cerniera-carrello caricata di punta (Figura 3.12).

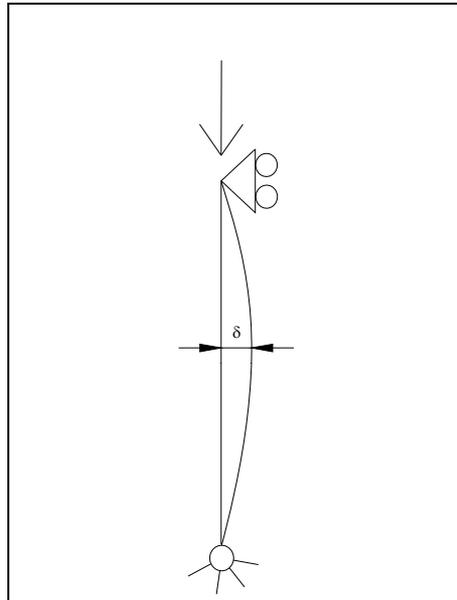


Figura 3.12. Modello asta-cerniera con carico di punta

Il calcolo del carico critico euleriano è stato effettuato banalmente con la seguente formulazione:

$$P_{cr} = \frac{\pi EJ}{l_0^2} = 117N \quad (3.2.12)$$

□ **Analisi *fem***: analisi statica lineare con ipotesi di grandi spostamenti e deformazioni.

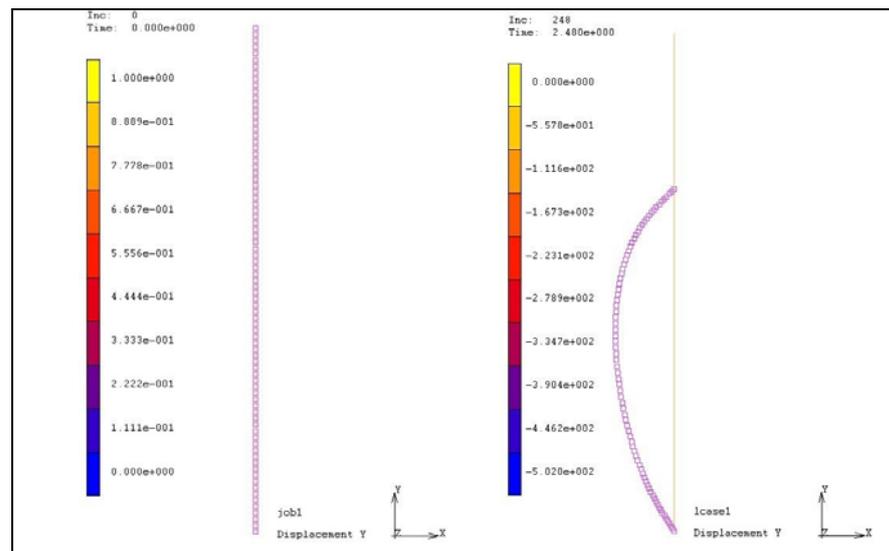
Le caratteristiche dell'analisi sono le seguenti:

- non linearità geometrica;
- materiale elastico-lineare, isotropo;
- durata dell'analisi e tempo di integrazione: 3 sec, 300 passi da 0.01 sec;
- elementi monodimensionali di tipo "line2" a 2 nodi;

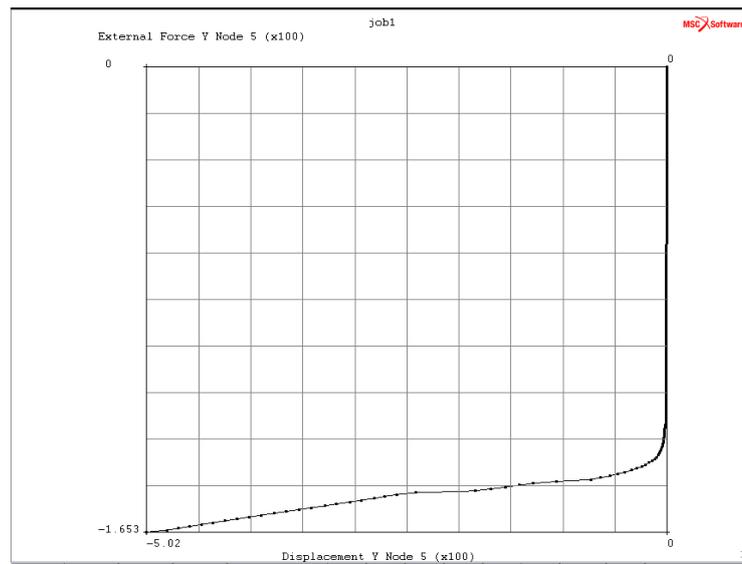
Si sono assegnate due *table* di carico in funzione del tempo: la forza esterna verticale (che simula il peso della colonna d'acqua) e la perturbazione (una forza orizzontale molto piccola tale da creare l'instabilità).

Come per il tubo orizzontale, il calcolo è stato attuato sul tubo DN 40.

La Figura 3.13 in seguito riporta il modello nell'istante iniziale e nell'istante finale, quando a perturbazione avvenuta, il tubo ha subito oscillazioni nel suo piano dovute all'instabilità. In Figura 3.14, invece, viene riportato il grafico relativo al nodo di sommità in cui si rappresenta la variazione dello spostamento verticale rispetto all'incremento della forza verticale: si riscontra il valore di circa 120 N, analogo al valore 117 N in precedenza valutato con formulazione manuale.



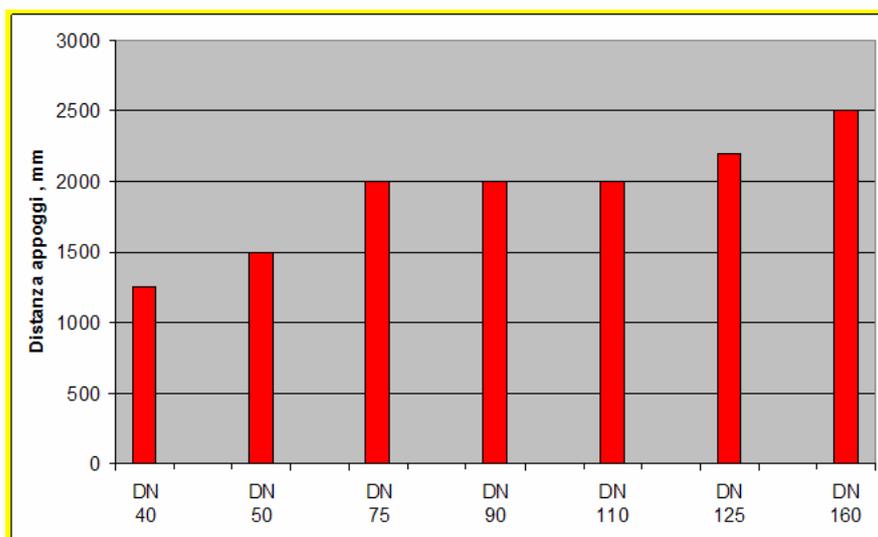
**Figura 3.13. Il modello raffigura il tubo negli istanti iniziale e finale: si nota l'inflexione da carico di punta nell'istante finale**



**Figura 3.14. Spostamento verticale vs. forza di reazione sul nodo di sommità**

### 3.3.3 Disposizioni adottate per gli staffaggi

La massima distanza per tubazioni orizzontali, compatibile con la condizione peggiorativa di tubazione completamente piena d'acqua, è stata valutata in modo che produca un freccia massima minore di 4 mm: lo riassume il grafico di Figura 3.15.

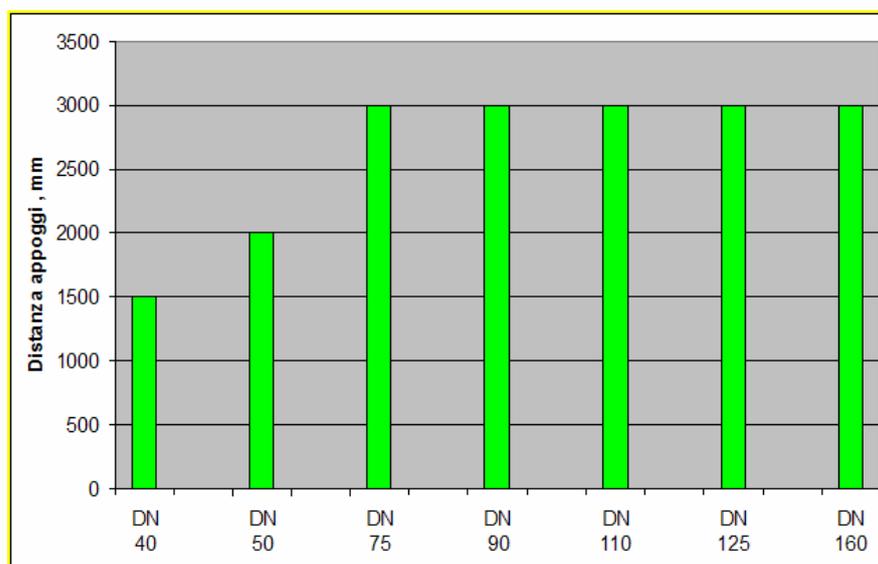


**Figura 3.15. Prescrizione adottata per le tubazioni orizzontali in modo tale che la freccia massima sia inferiore a 4 mm**

Per quanto riguarda le tubazioni verticali, invece, l'analisi effettuata sul tubo DN 40 ha mostrato che la distanza di 1600 mm adottata era insufficiente. Pertanto, si è ritenuto, in via cautelativa, di considerare un valore molto inferiore, in particolare, si è assunto:

$$\underline{\text{distanza staffe tubo verticale} = 1.5 * \text{distanza staffe tubo orizzontale}}$$

Quanto sopra è rappresentato nel grafico di Figura 3.16.



**Figura 3.15. Prescrizione adottata per le tubazioni verticali: la soluzione è molto conservativa**

### 3.3.4 Condizioni di risonanza

A causa del basso valore del modulo elastico del PP, grandi luci tra i bracciali avrebbero potuto provocare problemi di vibrazioni a seguito di fenomeni di risonanza: questo specialmente alle basse frequenze, in cui l'ampiezza delle oscillazioni può essere di entità non trascurabili. A tale proposito si è ritenuto cautelativo considerare una verifica: la procedura è qui in seguito riportata.

- Ipotesi e dati:

- Sezione vuota;
- Modulo di Young E: 650 MPa (condizione flessionale a 80°C);
- Peso specifico PP: 0.96 Kg/dm<sup>3</sup>
- Lunghezza di libera inflessione  $l_0 = 1600$  mm

- **Scopo:** individuazione delle frequenze proprie del sistema in funzione della distanza tra i bracciali relativamente ai primi due modi di vibrare.
- **Calcolo manuale:** modello di trave in semplice appoggio con carico uniformemente distribuito (Figura 3.16).

Il calcolo delle frequenze proprie è stato effettuato utilizzando una formulazione tipica, quale:

$$w_n = A \sqrt{\frac{EJ}{\mu l^4}} [\text{Rad} / \text{sec}]$$

dove:

E = modulo elastico [N/m<sup>2</sup>]

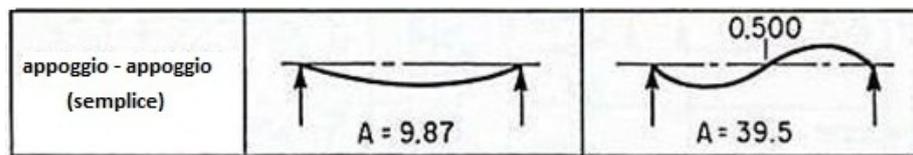
J = momento d'inerzia [m<sup>4</sup>]

μ = massa per unità di lunghezza [kg\*sec<sup>2</sup>/m<sup>2</sup>]

l = lunghezza della trave [m]

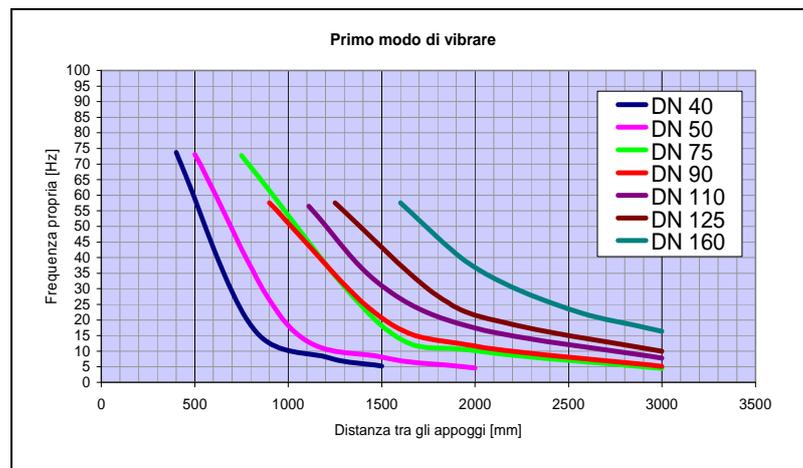
A = parametro desunto da riferimenti letterari [10], come evidenziato in Figura 3.16.

La ragione per cui si è assunta l'ipotesi di sezione vuota è prettamente operativa: laddove i calcoli nel precedente paragrafo volevano simulare una condizione al limite, che era però diversa da quella di servizio, in questo caso la situazione più gravosa è proprio quella di lavoro. Infatti si voleva far fronte con una corretta progettazione a fenomeni di risonanza durante il funzionamento normale, non di certo in condizioni eccezionali nelle quali, detto problema rivestirebbe un'importanza relativa.

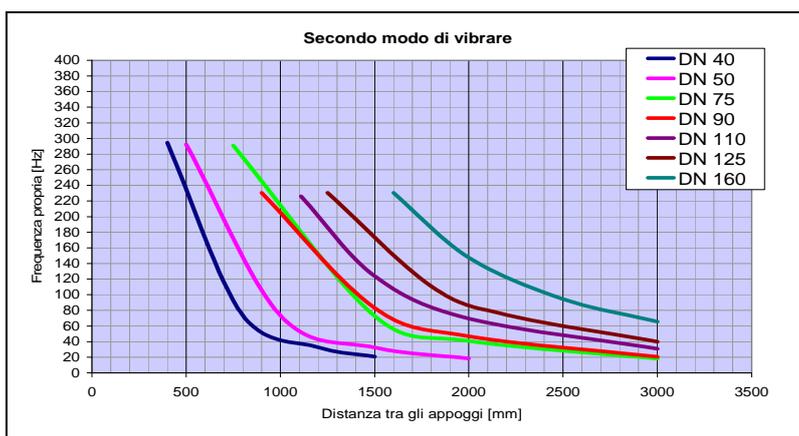


**Figura 3.16. Primo e secondo modo di vibrazione per un'asta in semplice appoggio con carico uniformemente distribuito**

Il risultato dei calcoli svolti è rappresentato nei grafici delle Figure 3.17 e 3.18, rispettivamente primo e secondo modo di vibrazione.



**Figura 3.17. Primo modo di vibrare: ipotesi di sezione vuota**



**Figura 3.18. Secondo modo di vibrare: ipotesi di sezione vuota**

In definitiva, si è altresì evidenziata la possibilità laddove, per ragioni progettuali, sia necessario aumentare le frequenze proprie, di inserire un ancoraggio di tipo mobile a metà della luce libera: come risulta evidente dalle curve, dimezzando tale lunghezza si ottiene l'effetto di quadruplicare il valore di frequenza.

### 3.4 Conclusioni

Il lavoro illustrato nella presente sezione si può suddividere in due fasi:

- una prima parte sperimentale di caratterizzazione del materiale e di collaudo, quindi di verifica del rispetto dei criteri progettuali necessari all'impiego navale e di individuazione del *lay-out* più idoneo;
- una seconda parte in cui si sono fornite delle indicazioni atte a preservare la stabilità delle tubazioni mediante un'opportuna disposizione dei sistemi di ancoraggio.

L'importanza di questa serie di operazioni si giustifica con una semplice constatazione: è la prima volta che si installa su di una nave una tubazione in

materiale differente da quello metallico. Come si è visto, si è dovuto far fronte non tanto a prescrizioni normative (la norma IMO in tal senso è molto minimalista), quanto a criteri dettati dal buon senso derivanti dalle esigenze progettuali imposte dalla topologia della nave.

## **Capitolo 4**

### **Progettazione di sistemi per le tubazioni di scarico: seconda parte**

#### **4.1 Introduzione**

Il sistema di staffaggio illustrato nel capitolo precedente si rivelava valido per situazioni di lavoro ordinarie e non solo, dal momento che era stato progettato per resistere a condizioni limite. Di contro, non avrebbe potuto offrire garanzie in talune circostanze impreviste, quali: errori di montaggio o operazioni di manutenzione straordinarie che potessero dare origine a sollecitazioni non calcolate.

In questo secondo capitolo dedicato alla trattazione degli impianti di scarico per l'impiego in campo navale, viene introdotto un sistema di raccordo assolutamente innovativo per tubi vincolati con giunzione ad innesto: è un sistema molto più efficiente rispetto a quelli tradizionali, attualmente in attesa di brevetto.

Tale tecnologia non è stata ancora validata da prove sperimentali, ma si è eseguita una sorta di "prototipazione" virtuale: in che modo, verrà spiegato nei paragrafi che seguono.

## **4.2 Sviluppo di un sistema di saldatura efficiente per le giunzioni ad innesto: la “guarnizione elettrica”**

### **4.2.1 Le guarnizioni tradizionali**

Le giunzioni ad innesto dei tubi e dei raccordi di PP sono dotate di particolari guarnizioni elastomeriche che ne assicurano la tenuta: i materiali costitutivi appartengono alla famiglia delle gomme sintetiche EPDM, caratterizzate da basso *compression set* (perdita di elasticità nel tempo) ed elevata resistenza alla temperatura (fino a 150°C). Le prove effettuate hanno dimostrato la tenuta fino a 1.5 bar di pressione positiva e 0.85 bar di pressione negativa. Nonostante queste caratteristiche, si rivelano “fragili” per gli imprevisti discussi nell’introduzione.

E’ risultato dunque necessario raffinare la tecnologia.

### **4.2.2 La “guarnizione elettrica”**

#### **4.2.2.1 Descrizione del dispositivo**

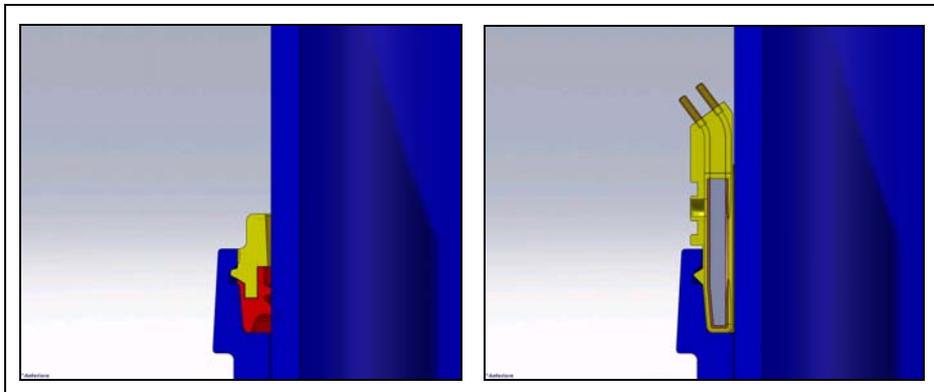
Il principio di funzionamento del manicotto elettrico (cfr. Paragrafo 4.3.1), sistema di giunzione tra tubi in PE da lungo tempo presente sul mercato, ha fornito lo spunto per ideare una nuova tipologia di raccordo per le tubazioni ad innesto: tale sistema è stato ribattezzato “guarnizione elettrica”.

Non di rado si effettuano azioni di manutenzione che comportano operazioni di lavaggio particolarmente insistenti, dovute a forti intasamenti o, più semplicemente, la causa può ritrovarsi in errori di montaggio da parte degli installatori navali, ancora inesperti nell’assemblaggio di tubi in plastica.

La “guarnizione elettrica” consente di trasformare un sistema di scarico asservito per utilizzi ordinari al funzionamento a gravità in un sistema di scarico a pressione.

La vecchia guarnizione bi-materiale del raccordo del tubo di scarico viene rimpiazzata da un elemento intercambiabile: la Figura 4.1 offre una vista in

sezione della vecchia e della nuova. Come si può notare, l'alloggiamento tra il tubo e il bicchiere rimane identico, ma il tipo nuovo presenta due morsetti alle estremità.

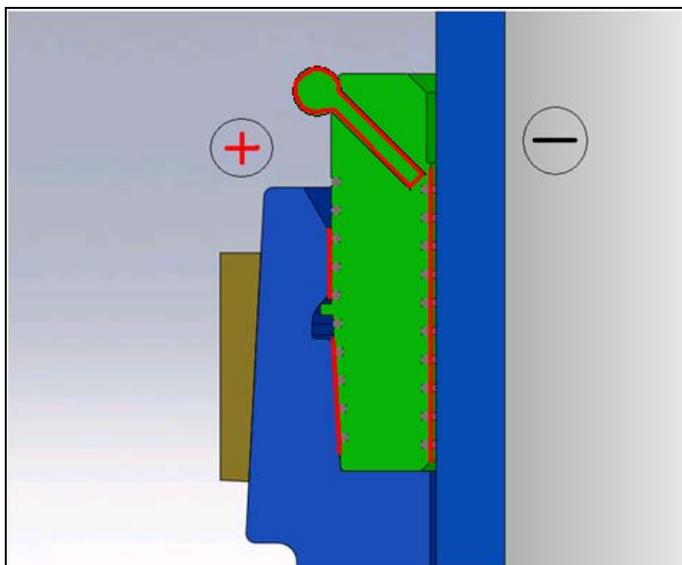


**Figura 4.1. Vista in sezione della vecchia guarnizione bi-materiale e della nuova “guarnizione elettrica”**

In sostanza, si tratta di un anello di plastica, al cui interno è annegata una bobina di filo conduttivo collegata ai morsetti: applicando tensione a questi si ottiene la fusione del materiale in prossimità della bobina. La fusione consente la saldatura nelle zone indicate in rosso in Figura 4.2, ossia delle parti in aderenza del tubo e del bicchiere. Il materiale fuso risale il foro di ispezione dando evidenza dall'avvenuta saldatura: la saldatura stessa garantisce tenuta idraulica e meccanica. Nella stessa immagine si può notare la presenza di un ulteriore elemento esterno: è un anello di ottone atto a contenere le spinte esercitate dalla dilatazione termica.

L'anello è in PP: opportunamente disegnato costituisce il supporto della bobina elettrica. Sono presenti un anello per la bobina elettrica radiale e un anello per la bobina elettrica assiale. La Figura 4.3 mostra la bobina elettrica radiale e quella assiale dopo l'avvolgimento. L'avvolgimento assiale consente un'esecuzione di tornitura con deposizione meccanica del filo sul supporto.

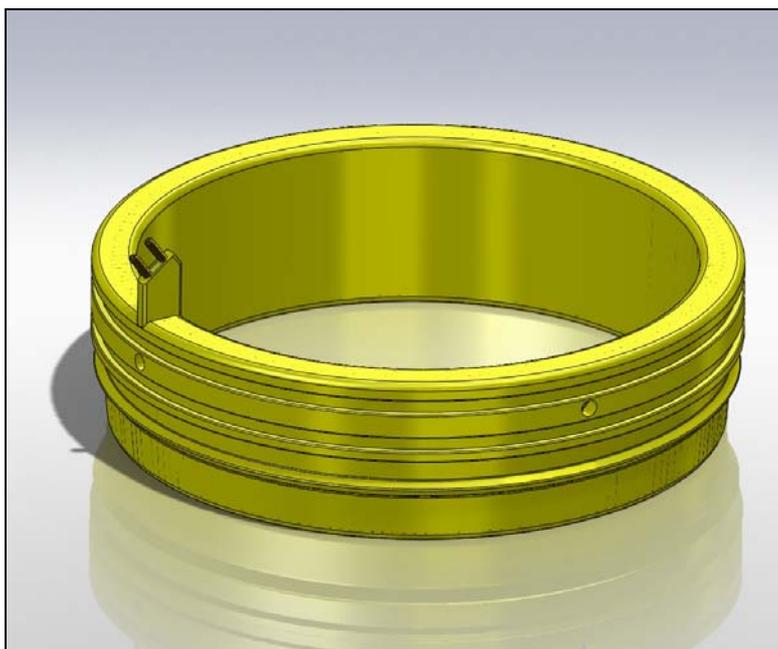
Successivamente, la bobina elettrica viene inserita in uno stampo di sovra-stampaggio per ottenere la forma definitiva (Figura 4.4). Utilizzando una bobina elettrica assiale con filo rivestito, il sovra-stampaggio può essere eliminato.



**Figura 4.2.** In questa immagine in sezione sono indicate in rosso le zone che vengono saldate per fusione



**Figura 4.3.** Le due immagini mostrano la bobina elettrica radiale e assiale dopo l'avvolgimento



**Figura 4.4.** Questa immagine rappresenta la forma definitiva della bobina inserita in un sistema di sovra-stampaggio

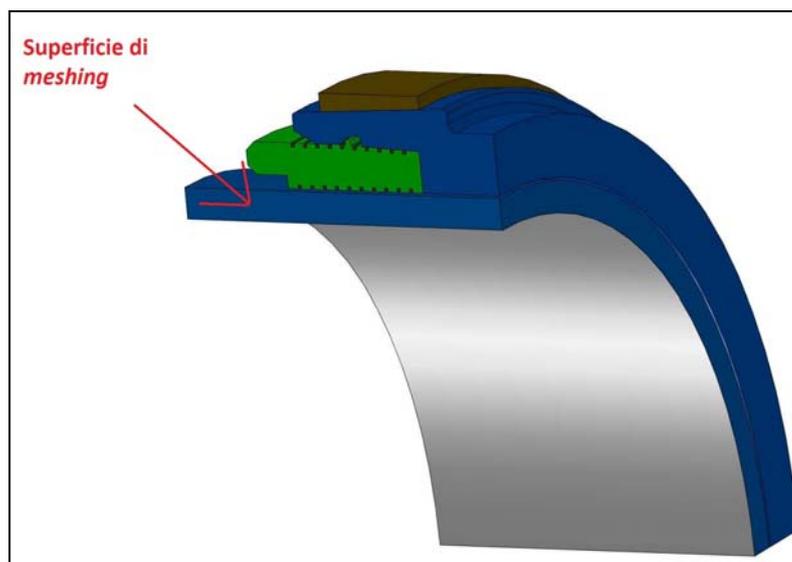
#### 4.2.2.2 Analisi ad elementi finiti

Si è fatto uso del codice di calcolo “Marc Mentat” per svolgere le analisi ad elementi finiti sul prototipo della “guarnizione elettrica”.

#### **Modello geometrico e mesh**

Il progetto del dispositivo è stato realizzato con il software cad 3D “Solidworks”. Una volta disegnato, si è effettuato un taglio secondo i due piani di simmetria centrali riducendolo ad  $\frac{1}{4}$ , quindi è stato importato nel pre-processore “Patran” per l’operazione di *meshing*.

La *mesh* è stata realizzata su di una sezione, in modo tale da avere un modello di tipo assial-simmetrico (vedi Figura 4.5).



**Figura 4.5. L'immagine è un estratto da Solidworks: ¼ di modello in cui si evidenzia la superficie di *meshing***

L'elemento adottato è un elemento piano a 4 nodi di tipo “quad 4”, di classe 10 (cfr. Manuale Marc).

In questa fase si è dovuta prestare attenzione ad un problema tipico delle analisi termiche: il “*Minimum allowable time increment*” (MATI).

Infatti, nel trasferimento di calore in regime transitorio esiste un minimo passo di integrazione consentito: il raffinamento della *mesh* determina quanto piccolo possa essere un tempo di integrazione.

Una semplice formula fornisce tale valore:

$$\Delta t \geq \frac{\rho c}{6k} \Delta l^2 \quad (4.3.1)$$

dove:

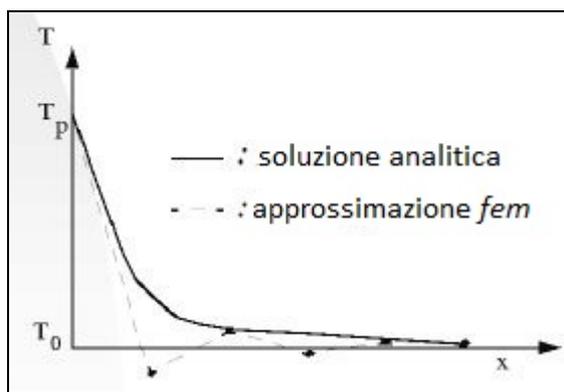
- $\Delta t$  = tempo di integrazione;

- $\rho$  = densità;
- $c$  = calore specifico;
- $k$  = conducibilità;
- $l$  = dimensione tipica dell'elemento vicino alla superficie con gradiente di temperatura maggiore.

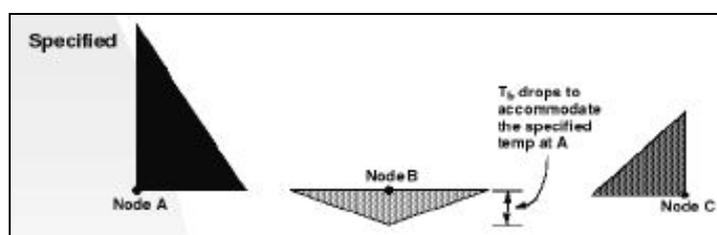
Questo “minimo” è in genere richiesto per elementi del secondo ordine, ma è buona norma osservarlo come linea guida per tutte le *mesh*. A volte potrebbe causare un comportamento oscillatorio se il passo di integrazione è troppo piccolo: è il caso della propagazione di calore per un elemento in origine isoterma (Figura 4.6).

E' possibile fornire un'interpretazione fisica al fenomeno.

L'equazione descrive la limitazione fisica sulla quantità di calore che può essere trasferito in una distanza “ $\Delta l$ ” in un intervallo di tempo “ $\Delta t$ ”. Si pensi alla temperatura di ogni nodo che rappresenta la quota di calore nella regione fisica dei nodi stessi; quindi si pensi alla quota associata ad ogni singolo nodo. Se si specifica numericamente la temperatura al nodo A (come condizione al contorno), il calore deve essere rimosso dai nodi B e C per soddisfare la condizione richiesta. Dunque, se “ $\Delta t$ ” è troppo piccolo, o “ $\Delta l$ ” troppo grande, per permettere che sufficiente calore si trasferisca al nodo A, la quota rimanente necessaria deve venire dalla regione del nodo B. Se troppa energia termica è sottratta al nodo B, in questo modo la temperatura cade al di sotto di un valore reale dal punto di vista fisico (Figura 4.7).



**Figura 4.6. Esempio di scostamento tra la soluzione analitica e l'approssimazione *fem*: problema del MATI**

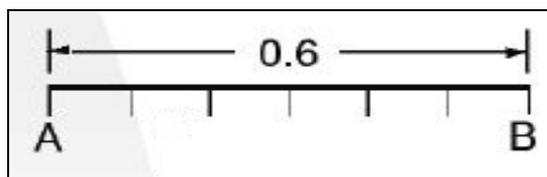


**Figura 4.7. Condizione imposta in A: decadimento eccessivo della temperatura in B per scelta del tempo di integrazione o della dimensione dell'elemento senza rispettare il MATI.**

Ad esempio, si consideri il caso seguente.

Si tratta di un problema monodimensionale, in cui si hanno:

- 6 elementi di 0.1 m di lunghezza, per un totale di 0.6 m (Figura 4.8);
- Conducibilità: 52 W/mK;
- Calore specifico: 434 J/kgK;
- Densità: 7632 kg/m<sup>3</sup>;
- Temperatura iniziale: 0°K in tutto il corpo;
- Condizioni al contorno applicati al tempo 0 sec: 0°K al nodo B, 100°K al nodo A;



**Figura 4.8. Esempio condotto su elemento monodimensionale**

L'obiettivo è trovare la storia di temperatura lungo il tratto AB. Inserendo i dati nella formula si ottiene un valore di  $\Delta t = 109$  sec. I segnali che indicano incrementi temporali troppo esigui, sarebbero dati da diminuzioni di temperatura quando dovrebbe aumentare e viceversa. In tali casi è opportuno utilizzare passi di integrazione più grandi o raffinare la *mesh* in prossimità della superficie. Nella selezione dell'elemento è meglio usare elementi del secondo ordine per diffusioni e conduzioni regolari, elementi del primo ordine per situazioni discontinue e fortemente non lineari, come i cambiamenti di fase (ad esempio calore latente, che nelle nostre analisi non è stato considerato).

### Materiali

I materiali che costituiscono il sistema sono il rame (per le spire), l'ottone (anello di contenimento esterno) e il PP (materiale costitutivo di tubo, bicchiere e guarnizione).

Le relative caratteristiche sono riassunte nella Tabella 4.1.

Il Modulo di Young del PP, in virtù dei dati sperimentali (cfr. Capitolo 2, Paragrafo 2.2), è stato considerato variabile, mediante una "table" assegnata in funzione della temperatura (vedi Tabella 4.2). L'emissività ha tenuto conto dei colori dei corpi, per cui: 0.5 per il rame e l'ottone, 0.7 per il PP.

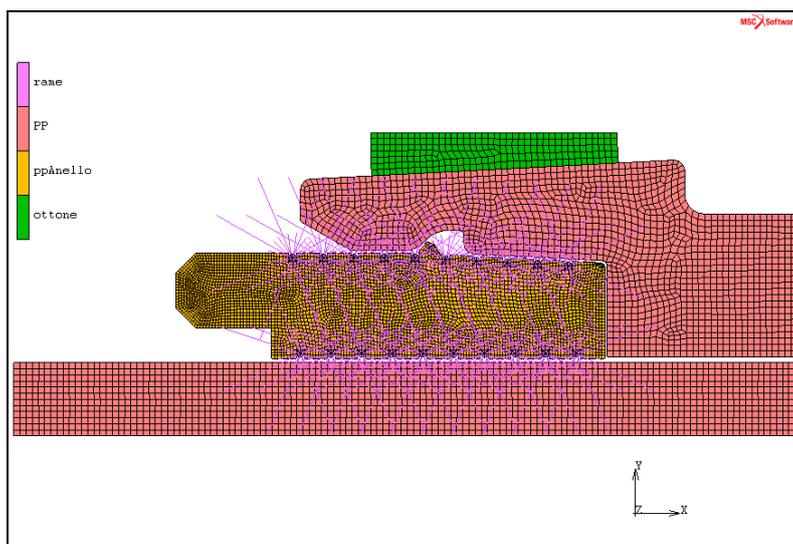
	<b>Rame</b>	<b>Ottone</b>	<b>PP</b>
<b>Modulo di Young</b> [N/m <sup>2</sup> ]	1.1*10 <sup>11</sup>	1.1*10 <sup>11</sup>	Variabile
<b>Modulo di Poisson</b>	0.33	0.3	0.42
<b>Conduttività</b> [W/mK]	390	111	0.147
<b>Calore specifico</b> [J/kgK]	390	378	1881
<b>Densità di massa</b> [Kg/m <sup>3</sup> ]	8900	8400	890
<b>Emissività</b>	0.5	0.5	0.7

**Tabella 4.1. Caratteristiche meccaniche e termiche dei materiali costitutivi del dispositivo**

<b>Temperatura</b>	<b>Modulo Elastico</b>
20	844.9
60	321.813
90	216
120	150
200	20
300	5

**Tabella 4.2. Table modulo elastico del PP variabile con la temperatura desunta dalle prove sperimentali**

La Figura 4.9 rappresenta il modello discretizzato: i colori indicano i materiali in legenda.



**Figura 4.9. Mesh della “guarnizione elettrica”  
e legenda dei materiali**

### Gestione del contatto

Nell’analisi termo-meccanica si è dovuto tenere conto del problema del contatto.

I corpi di contatto sono tre: il tubo, l’anello elettrico e il bicchiere.

A tutti è stata associata la caratteristica di corpi deformabili, quindi si sono assegnati dei contatti di tipo “*Touching*”. Tale opzione simula il contatto che avviene tra due corpi inizialmente ad una certa distanza, senza che vi siano legami tra i relativi nodi: quando un nodo di uno dei due va in contatto con un elemento dell’altro, viene vincolato in direzione normale al corpo stesso. Inoltre con la scelta di un contatto di tipo “*Automatic*”, il programma calcola quale dei due corpi deformabili ha gli elementi di bordo più piccoli sulla frontiera esterna.

La definizione dei coefficienti di contatto ha permesso di applicare lo scambio termico tra i corpi, appunto per contatto.

Il seguente elenco è il listato dei coefficienti utilizzati da Marc in questa analisi:

- *Contact heat transfer coefficient* “ $H_{ct}$ ”.

Detto coefficiente è utilizzato ogni qualvolta la frontiera vada in contatto con un altro corpo: è un coefficiente associato al corpo di contatto. Se un corpo deformabile va a contatto con uno rigido, viene fatto uso del coefficiente di quest’ultimo. Andando in contatto, come nel nostro caso, due corpi deformabili, viene assunta la media dei coefficienti. In particolare, il valore in oggetto è stato valutato rapportando alla conducibilità del PP la distanza dei centroidi degli elementi che vanno in contatto, da cui si è ricavato un valore 1000 W/m<sup>2</sup>K.

- *Near contact heat transfer coefficient* “ $H_{cv}$ ”.

Tale coefficiente viene utilizzato quando le frontiere degli elementi di due corpi stanno molto in vicinanza: anch’esso è associato al corpo di contatto. Se il valore assegnato al corpo che subisce il contatto è nullo, il calcolatore non lo considera e utilizza quello del corpo che va in contatto. In particolare, il valore in oggetto è stato valutato rapportando alla conducibilità dell’aria (spazio tra i due elementi) la distanza tra i corpi: in tal modo si è ricavato un valore di 400 W/m<sup>2</sup>K.

- *Dist. dep. heat transfer coefficient* “ $H_{bl}$ ”.

- *Natural convection coefficient* “ $H_{nc}$ ” e *natural convection exponent* “ $B_{nc}$ ”.

I due precedenti coefficienti considerano l’azione convettiva preliminare e complementare al contatto, ma in questo caso sono stati entrambi considerati nulli, vista la dimensione molto piccola del *gap*.

- *Surface emissivity* “E”.

L’emissività è stata valutata pari a 1.

- *Stefan-Boltzman coefficient* “S”.

E’ un valore assoluto, il cui valore è pari a 5.67051e-8 W/m<sup>2</sup>K<sup>4</sup>.

- “ $T_1$ ” è la temperatura del corpo che va in contatto.
- “ $T_2$ ” è la temperatura del corpo che subisce il contatto.
- “D” è la distanza iniziale tra i corpi.

- *User defined near contact distance* “ $D_n$ ”.

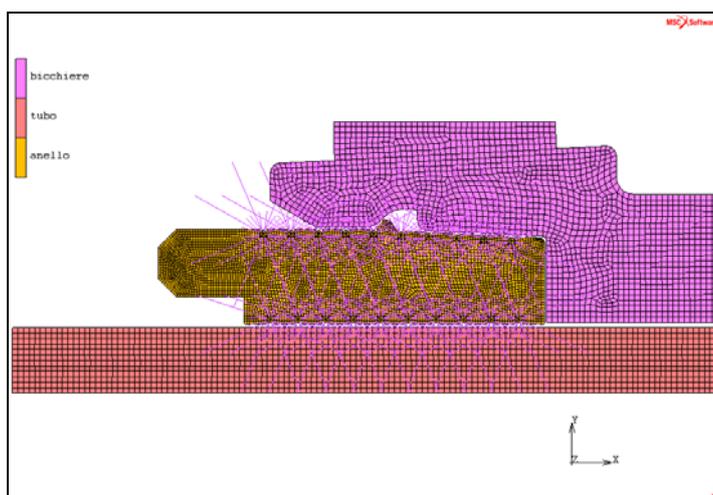
Questo valore stabilisce la distanza di tolleranza per il contatto: quando le due parti sono all'interno di tale valore, saranno considerati in contatto, anche se effettivamente non lo sono ancora.

- $D_q = D / D_n$
- “ $q$ ”, che è il flusso termico imposto uscente dalle spire.

Il flusso termico è ottenuto usando le variabili sopra riportate mediante la seguente espressione:

$$q = H_{cv} \cdot (T_2 - T_1) + H_{nc} \cdot (T_2 - T_1)^{B_{no}} + SE \cdot (T_2^4 - T_1^4) + (H_{ct}(1 - Dq) + H_{bt}Dq) \cdot (T_2 - T_1)$$

La Figura 4.10 mette in evidenza i tre corpi in questione: il tubo, l'anello elettrico e il bicchiere (in realtà bicchiere ed anello in ottone).



**Figura 4.10.** L'immagine distingue i corpi di contatto: il bicchiere e l'ottone costituiscono un corpo unico

**Condizioni iniziali e condizioni al contorno**

Il corpo si presenta inizialmente alla temperatura uniforme di 20°C.

Per quanto concerne le condizioni al contorno, si sono assegnate le seguenti, di cui le prime tre termiche e l'ultima meccanica:

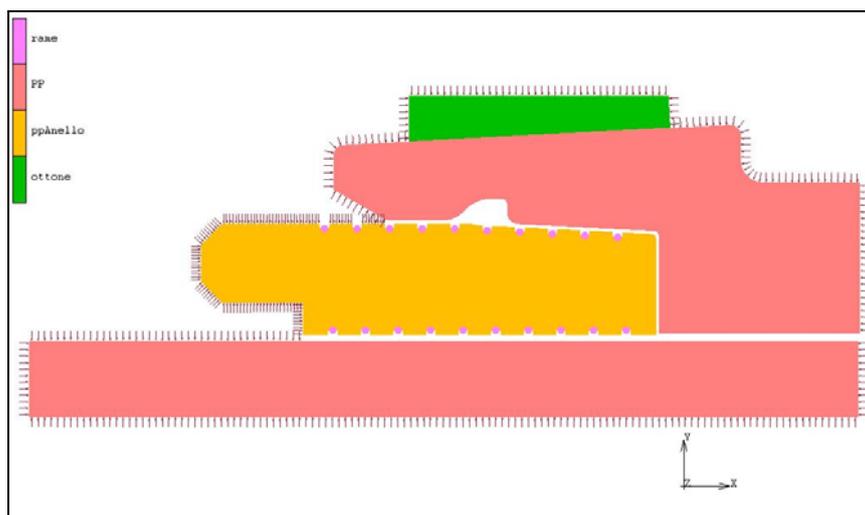
- Flusso termico uscente dalle spire: “*Edge flux*” mediante una *table* 30000 W/m<sup>2</sup> per i primi 55 sec, quindi discesa a valore nullo, al momento di interruzione della corrente;
- Convezione esterna: “*Edge film*” pari a 75 W/m<sup>2</sup> °C in ambiente a 20°C;
- Irraggiamento: “*Edge radiation*”, in “*sink temperature*” pari a 20°C. Il valore di emissività relativo viene assegnato nelle caratteristiche del materiale (cfr. Tabella 4.1);
- Vincolo alla traslazione in direzione X: per impedire lo spostamento rigido del corpo dovuto alla propagazione di calore.

Vediamo al dettaglio il significato delle condizioni precedenti.

“*Edge film*” è il parametro che rappresenta lo scambio di calore per convezione: è stato assegnato su tutti i bordi esterni (Figura 4.11).

Tale valore è stato ricavato dalla letteratura per valori di temperatura a regime di aria calma, come nel caso in esame: ciò è accettabile se si considera che l'ambiente molto grande esterno scarsamente possa risentire di calore proveniente dal centro al bordo di un tubo per via conduttiva.

Con questo parametro si tiene conto del fenomeno di trasmissione di calore noto come convezione: è il meccanismo di trasmissione tipico dei fluidi. Essi sono di solito in moto e questo moto condiziona pesantemente lo scambio: tipicamente avviene tra solido e fluido (nella fattispecie, tra plastica e aria). Si parla qui di convezione naturale, dove la causa è un gradiente termico che provoca un gradiente di densità e quindi spinte di galleggiamento.



**Figura 4.11. Il coefficiente di convezione e la caratteristica di irraggiamento sono assegnati su tutti i bordi esterni**

La convezione è descritta dalla Legge di Newton (1701):

$$q = h \cdot A \cdot (T_p - T_f)$$

dove:

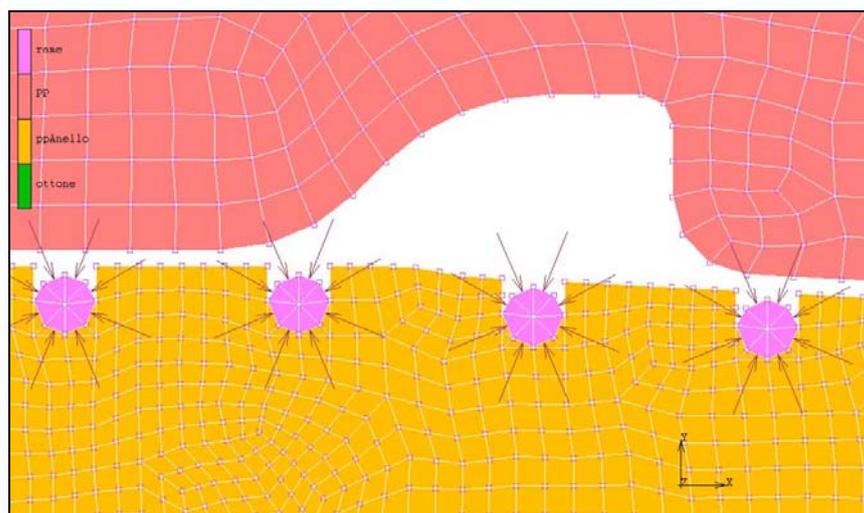
$h$  = coefficiente di convezione (W/mqK)

$T_p$  = temperatura di parete

$T_f = T_\infty$  (nel caso di convezione esterna e fluido indisturbato lontano dalla parete)

$T_f = T_m$  (convezione interna;  $T_m$  = “mixing cup temperature”, dipendente dalla velocità del fluido e dal calore specifico)

“*Edge flux*”, assegnato al bordo delle spire (Figura 4.12), è il valore del flusso termico da esse uscente.



**Figura 4.12. Particolare del flusso uscente dalle spire**

La propagazione di calore si ha in questo caso per conduzione: lo scambio termico di energia avviene per interazione diretta delle molecole del corpo senza movimento macroscopico. L'esperienza mostra che un gradiente di temperatura in un corpo provoca un flusso termico, quale quello esplicitato nella seguente relazione:

$$q[w] = -K \cdot A \cdot \partial T / \partial x \quad (\text{Legge di Fourier, 1822})$$

in cui:

K = conduttività termica [W/m°C] dipende dal mezzo di propagazione, dalla sua composizione chimica, dalla sua struttura (porosa-fibrosa...), dallo stato di aggregazione, dalla temperatura e per i gas dalla pressione;

A = area di propagazione

x = direzione di propagazione

Infine, il parametro denominato “*Edge radiation*” rappresenta il fenomeno di trasmissione del calore per irraggiamento: si è assegnato su tutti i bordi esterni (vedi Figura 4.11 sopra).

Tutti i corpi emettono energia sotto forma di onde elettromagnetiche con un'intensità che dipende dalla temperatura della loro superficie e dalle sue caratteristiche. Quando due corpi sono affacciati entrambi emettono, ma lo scambio complessivo avviene sempre nel senso delle temperature decrescenti. In molti casi tale effetto è trascurabile, ma in altri esso diviene prevalente (per alte temperature).

In particolare, il corpo nero è un corpo ideale che emette la massima energia compatibile con la sua temperatura (radiatore ideale) ed assorbe l'energia raggiante che cade su di esso (assorbitore ideale).

La relazione che esprime l'irraggiamento è la seguente:

$$q = A \cdot \sigma \cdot T^4 \quad (\text{Legge di Stefan-Boltzmann, 1879})$$

Per due corpi neri affacciati si ha:

$$q = A_1 \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4)$$

Per simulare il comportamento dei corpi reali si introduce il concetto di corpo grigio, per cui vale la relazione:

$$q = \varepsilon \cdot A_1 \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4)$$

dove  $\varepsilon$  indica il valore di emissività  $\rightarrow 0 \leq \varepsilon \leq 1$

Per due corpi grigi affacciati:

$$q = F_{1,2} \cdot A_1 \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4)$$

in cui:

$F_{1,2}$  è il fattore di vista = (energia emessa da 1 assorbita da 2)/(en. emessa da 1)

### **Analisi e considerazioni finali**

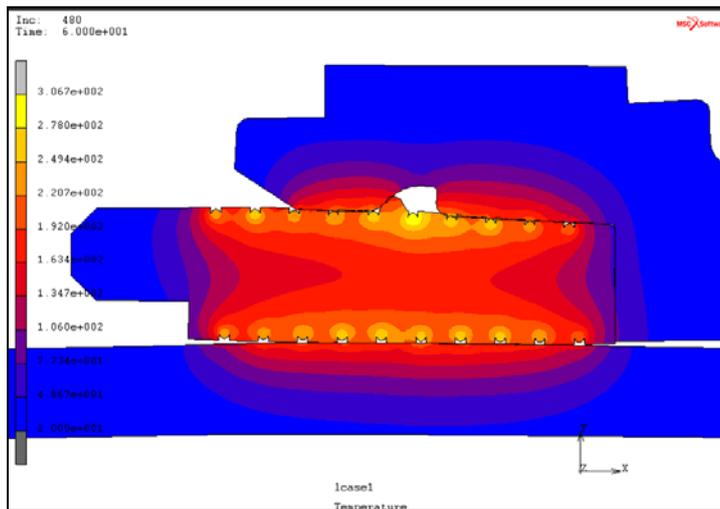
L'analisi effettuata è di tipo “*coupled*”: accoppia quindi l'azione termica di propagazione del calore a quella meccanica di dilatazione termica e conseguente contatto tra corpi che si deformano.

Si tratta di un'analisi dinamica transiente di tipo assai-simmetrico; durata dell'analisi: 65 sec, in 520 *step* (*time step* = 0.125 sec).

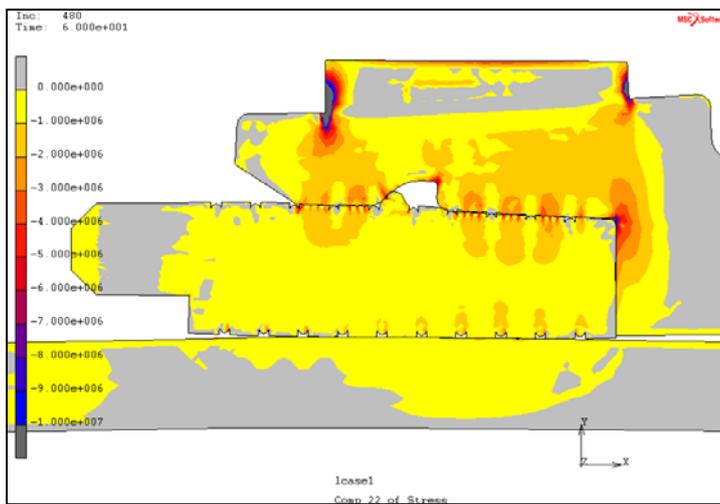
Come sottolineato in precedenza, il passo di integrazione è stato valutato nel rispetto del “*Minimum Allowable Time Increment*”.

La lettura dei risultati è avvenuta osservando la distribuzione di temperatura e la distribuzione di tensioni radiali e tangenziali. La temperatura si distribuisce in modo uniforme (Figura 4.13), pertanto sembra rispettare le condizioni reali. Si nota che la temperatura della spira raggiunge un valore piuttosto elevato (circa 400°C): questo a causa della bassa conducibilità termica del PP. Lo strato di plastica a contatto non può tollerare una temperatura così elevata, per cui bisognerà effettuare alcune modifiche. Si procederà variando probabilmente il numero o il diametro delle spire; dal momento che lo strumento di saldatura non è ancora in commercio, per cui non bisogna sottostare a nessun vincolo operativo, si potrà tarare anche la potenza entrante e il tempo di erogazione della corrente.

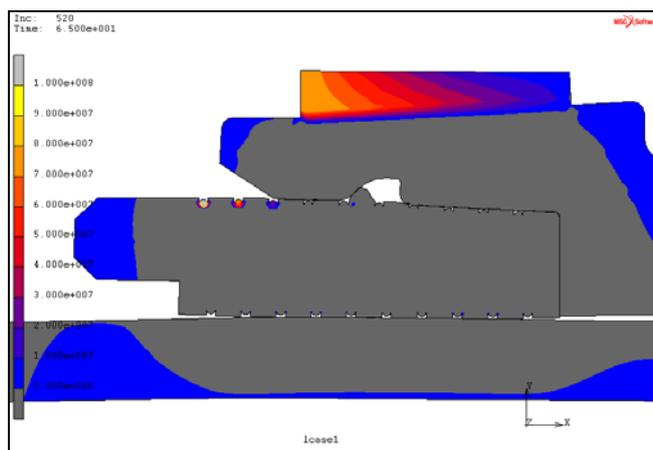
Un controllo è stato effettuato sui valori tensionali e si è osservato che gli *stress* radiali prodotti dalla dilatazione termica nei corpi prima, dal contatto poi, sono accettabili (Figura 4.14). Infine è stata fatta una verifica sugli *stress* tangenziali, che vengono indotte dal bicchiere in espansione sull'anello di contenimento in ottone (Figura 4.15).



**Figura 4.13. Distribuzione della temperatura al termine della fase di riscaldamento**



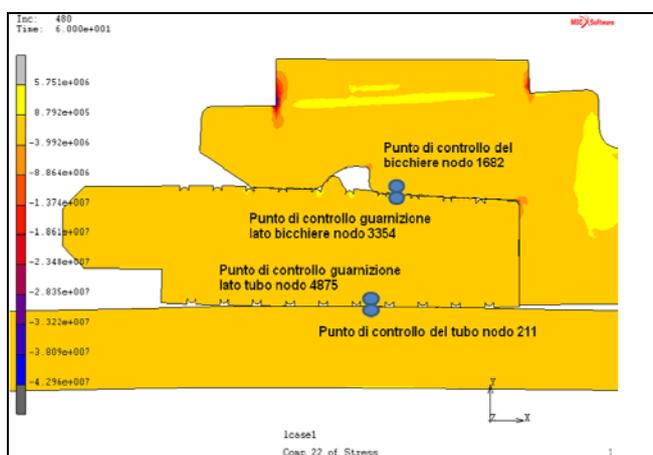
**Figura 4.14. Entità delle tensioni radiali al termine dell'analisi**



**Figura 4.15. Entità delle tensioni tangenziali al termine dell'analisi**

Infine, si sono collezionate delle *table* di temperatura e di spostamento per alcuni nodi in cui avviene il contatto, sia dal lato tubo-guarnizione, sia dal lato guarnizione-bicchiere: i nodi in questione sono il numero 211 del tubo e il 4875 dell'anello, il 1682 del bicchiere e il 3354 dell'anello (Figure 4.16, 4.17 e 4.18). In questo modo è possibile monitorare in dettaglio i tempi di contatto.

I risultati sono raccolti nei grafici delle Figure 4.19 e 4.20.



**4.16. Punti di controllo nodi di contatto**

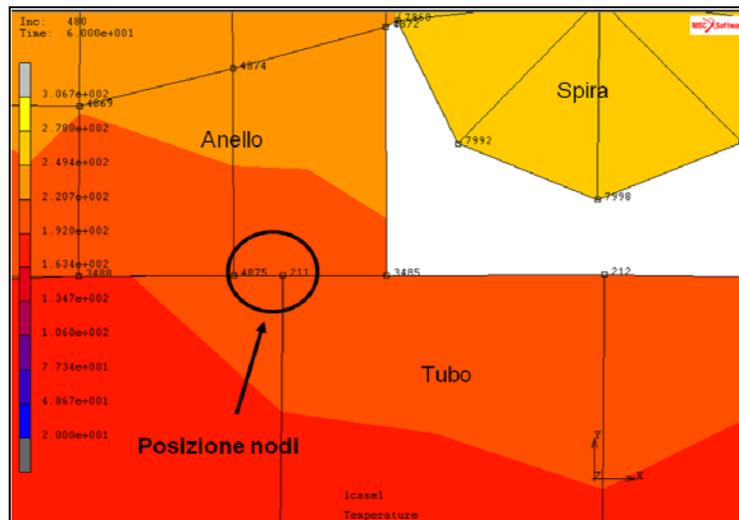


Figura 4.17. Localizzazione nodi 211 (tubo) e 4875 (anello - lato tubo)

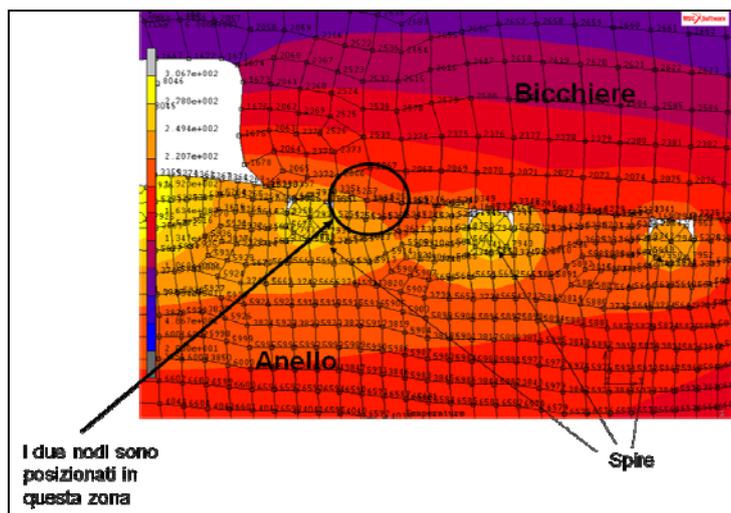
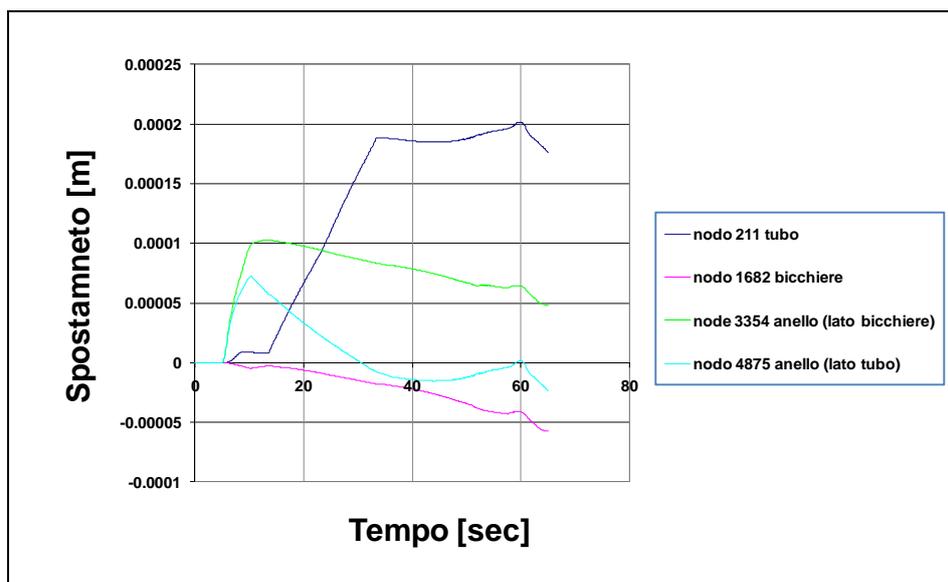
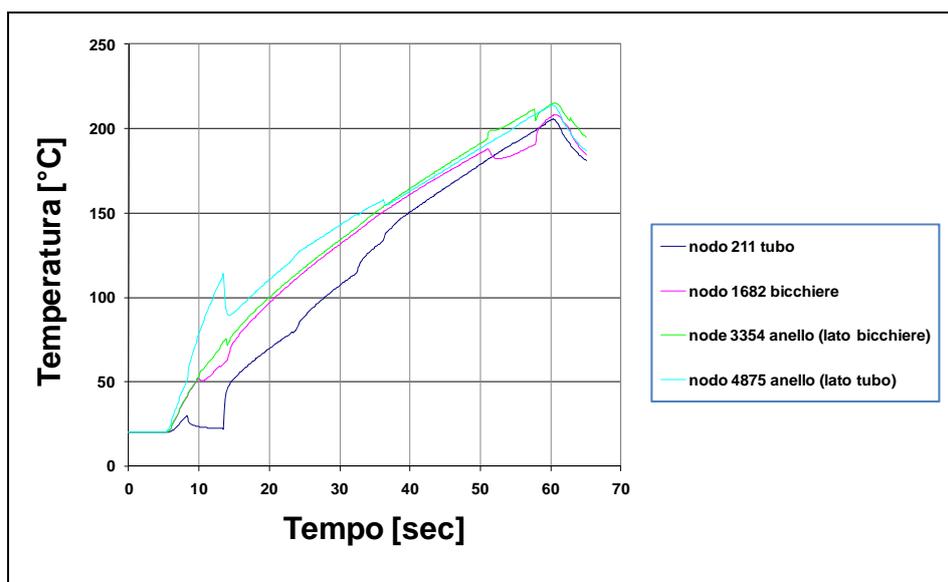


Figura 4.18. Localizzazione nodi 1682 (bicchiere) e 3354 (anello - lato bicchiere)

Figura 4.19. *Time history* di spostamento nei punti di controlloFigura 4.20. *Time history* di temperatura nei punti di controllo

Un unico *test* è stato svolto, sottoponendo la giunzione ad una pressione di 4 bar: non si è rilevata alcuna perdita o cedimento meccanico. Si può osservare a tale proposito la fotografia scattata alla sezione della guarnizione successiva alla fusione dell'anello (Figura 4.21).



**Figura 4.21. Sezione di guarnizione elettrica dopo fusione dell'anello:  
nessuna perdita o cedimento meccanico alla pressione di 4 bar**

### 4.3 Prototipazione virtuale della “guarnizione elettrica”

La “guarnizione elettrica” è un dispositivo innovativo ed originale sviluppato all’interno della presente attività: non è stato ancora possibile produrre dei prototipi fisici per la validazione dell’elemento, per cui gli unici risultati derivano dai modelli matematici illustrati.

Il manicotto elettrico è stato a sua volta studiato, conducendo analisi *fem* su prodotti esistenti: le validazioni sperimentali su di essi hanno confermato l’attendibilità dei modelli.

In tal senso, si può affermare, che mediante il manicotto elettrico, la guarnizione elettrica sia stata preliminarmente “prototipata”, sia pur in maniera virtuale, in attesa di responsi su modelli reali. Pertanto in questo paragrafo viene presentato ed approfondito lo studio dei manicotti elettrici, che attualmente rappresenta un elemento di conferma per la nuova tipologia di guarnizione.

Il sistema in questione non è stato contemplato nelle applicazioni navali di cui ci si è occupati in questa sede, perché il suo materiale costitutivo è il PE, mentre, come si è visto, qui sono stati installati solo tubi in PPR: in ogni caso rappresenta da lungo tempo uno strumento di uso comune utilizzato per la saldatura di elementi di tubo.

#### 4.3.1 I manicotti elettrici: generalità

Il manicotto elettrico è un dispositivo di saldatura comune utilizzato dagli idraulici per collegare elementi di tubazioni in materiali plastici: si tratta di un anello di plastica percorso da spire metalliche situate in prossimità della superficie interna (Figura 4.22).



**Figura 4.22. Manicotto elettrico**

La spira, costituita da una lega metallica resistiva, può generare il calore necessario a fondere la plastica, una volta connessa ad una fonte di energia elettrica che permette il passaggio di corrente. Nelle Figura 4.23 seguente si vede un tecnico alle prese con l'operazione di saldatura; sono evidenziati i tre elementi: l'anello, due tubi e la macchina di saldatura.



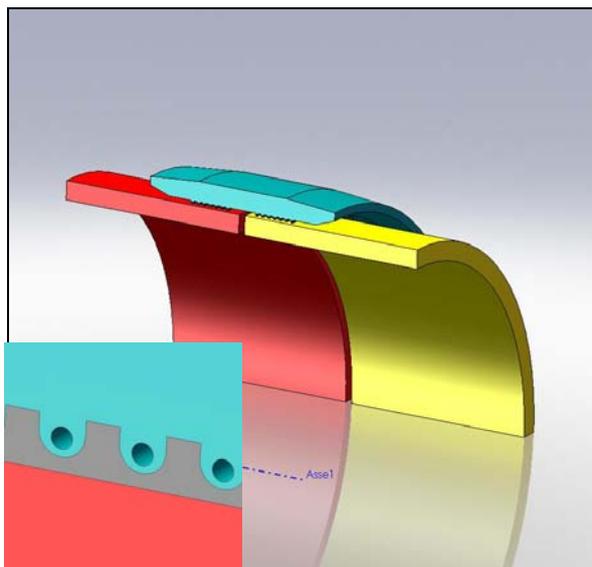
**Figura 4.23. Un tecnico alle prese con l'operazione di saldatura**

### 4.3.2 Descrizione dell'attività

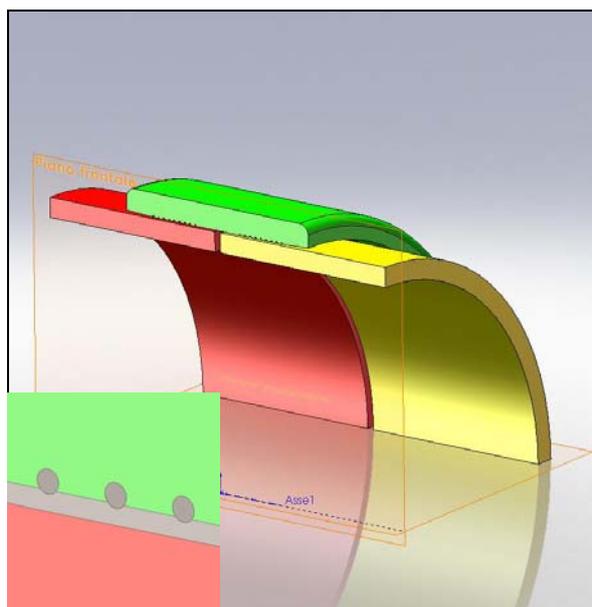
Esistevano tre *lay-out* di base, denominati Tipo A, Tipo B, Tipo C: ognuno di essi si contraddistingueva fortemente per la tecnologia di fabbricazione: le Figure 4.24 a), b) e c) mostrano i tre modelli tagliati secondo i due piani centrali di simmetria e ridotti ad  $\frac{1}{4}$  e per ognuno i particolari *spira-gap* d'aria.

Le caratteristiche di ognuno possono riassumere come segue:

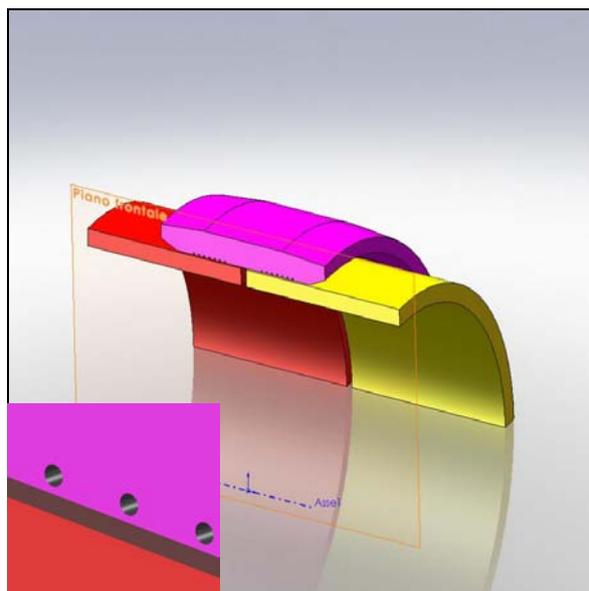
1. TIPO A: la spira resistiva risulta completamente immersa nella plastica, ma in zone sporgenti, esterne quindi alla superficie di saldatura. Era il *lay-out* tipico della produzione dell'azienda.  
E' molto efficiente per quanto riguarda la trasmissione di calore, ma necessita un processo di produzione molto complesso.
2. TIPO B: la spira resistiva è parzialmente immersa nella plastica e situata esattamente sulla superficie di saldatura.  
Rappresenta un *lay-out* molto efficiente per la produzione perché può essere realizzato con un singolo "*step process*".
3. TIPO C: la spira resistiva è completamente immersa nella plastica e situata all'interno della superficie di saldatura.  
Questo *lay-out* richiede un'attrezzatura molto semplice di produzione, ma avviene in due "*step processes*".



(a)



(b)



(c)

**Figura 4.24. Modelli ridotti ad  $\frac{1}{4}$  e dettaglio delle spire per a) Tipo A, b) Tipo B e c) Tipo C**

Un cambio di tecnologia era da tempo richiesto in azienda, con l'idea di passare dal Tipo A al Tipo B o al Tipo C per ragioni di tipo economico.

I dispositivi saldanti a disposizione offrivano 2 vincoli pratici:

- intensità di corrente = 4,8 A
- tempo di saldatura = 80 sec

Non era possibile creare prototipi che siano indipendenti dalle proprietà termo-meccaniche. Solo con l'ausilio di un codice ad elementi finiti era possibile verificare la compatibilità con i vincoli e ricercare di ottimizzare il sistema di saldatura.

Le tipologie A, B, C sono stati confrontate.

Di nuovo un codice di calcolo “Msc Marc Mentat” è stato utilizzato per affrontare tali analisi. Come per la “guarnizione elettrica”, si sono ripetuti gli stessi passaggi di creazione del modello, ossia:

- costruzione modello geometrico tubo-manicotto con cad 3D “Solidworks”; taglio del modello per simmetria;
- importazione file “parasolid” in “Msc Patran” e realizzazione di *mesh* superficiale.

### 4.3.3 Analisi ad elementi finiti

Lo studio è stato condotto in due fasi, ognuna delle quali costituita da due analisi disaccoppiate:

- STEP 1:
  - Analisi termica: propagazione del calore nello spessore del tubo e del manicotto dovuto al passaggio di corrente elettrica nelle spire metalliche;
  - Analisi strutturale: espansione radiale del tubo dovuta alla temperatura per calcolare il tempo in cui il *gap* d’aria si chiude;
- STEP 2:
  - Analisi termica: come nello *Step 1*, assumendo che il valore della conduttività dell’aria diventi quello del PE una volta che lo strato d’aria si chiude;
  - Analisi strutturale: analogo allo *Step 1*;

Inizialmente non è stato possibile eseguire un’analisi di tipo accoppiato termica e meccanica per due ragioni:

- 1) La *mesh* dello strato d’aria diventava critica al momento del contatto tra tubo e manicotto;

- 2) Il sistema hardware non era abbastanza performante per un tale tipo di analisi.

In una fase successiva i mezzi a disposizione hanno permesso di effettuare un'analisi termo-meccanica accoppiata, offrendo spunti per un ulteriore confronto e contribuendo in maniera aggiuntiva e più esaustiva alla validazione del modello di calcolo (la stessa "guarnizione elettrica" ha beneficiato di ciò, dato che con una tale analisi è stata calcolata).

Dunque si parla di:

- STEP 3: analisi accoppiata
  - Analisi termo-meccanica: propagazione di calore nello spessore di tubo e manicotto dovuta al passaggio di corrente elettrica nelle spire metalliche, anche attraverso il "gap" d'aria tra gli stessi tubo e manicotto; espansione radiale del tubo dovuta alla temperatura per calcolare il tempo di chiusura dello strato d'aria.

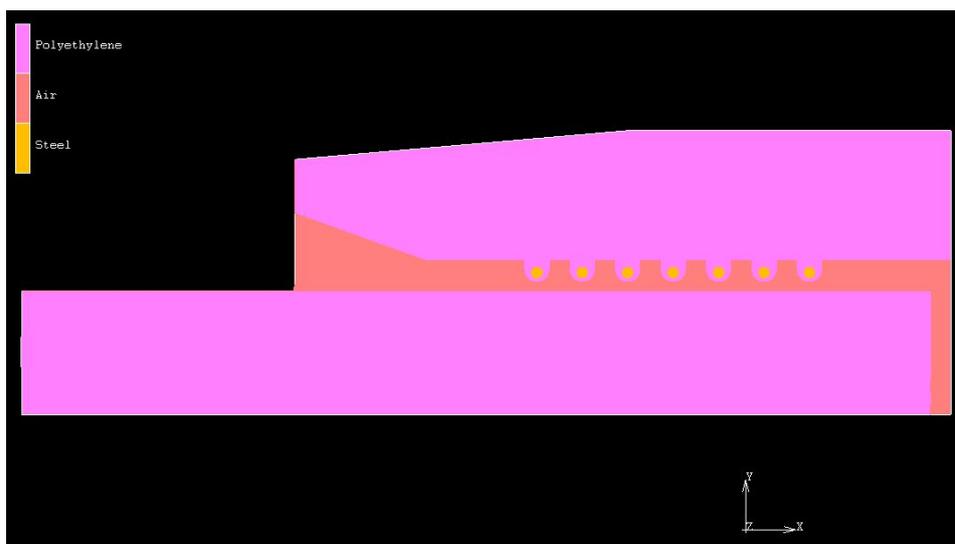
#### **4.3.3.1 STEP 1: analisi termo-meccanica disaccoppiata**

##### **Analisi termica: generazione della *mesh* e modello geometrico**

In virtù delle sue condizioni di simmetria, l'elemento è stato studiato in questo modo:

- Modello assial-simmetrico (simmetria radiale);
- Metà sistema tubo-manicotto (simmetria con il piano medio perpendicolare);

Lo strato d'aria è stato incluso nella *mesh*; l'elemento utilizzato è il "quad 4", di classe 40 (cfr. Manuale Marc). La Figura 4.25 mostra il modello (a titolo di esempio è riportata la geometria del Tipo A).



**Figura 4.25. Modello assial-simmetrico del manicotto  
(a titolo di esempio si riporta il Tipo A)**

#### **Analisi termica: caratteristiche termiche dei materiali**

Le caratteristiche di resistività della lega della spira sono state dedotte dalla scheda del prodotto, i parametri del PE e dell'aria derivano, invece, da misurazioni di laboratorio: li troviamo raggruppati in Tabella 4.3.

#### **Analisi termica: condizioni iniziali e condizioni al contorno**

La condizione di partenza assegnata a tutti gli elementi è la temperatura imposta di 20°C.

Le condizioni al contorno si sintetizzano nelle voci successive:

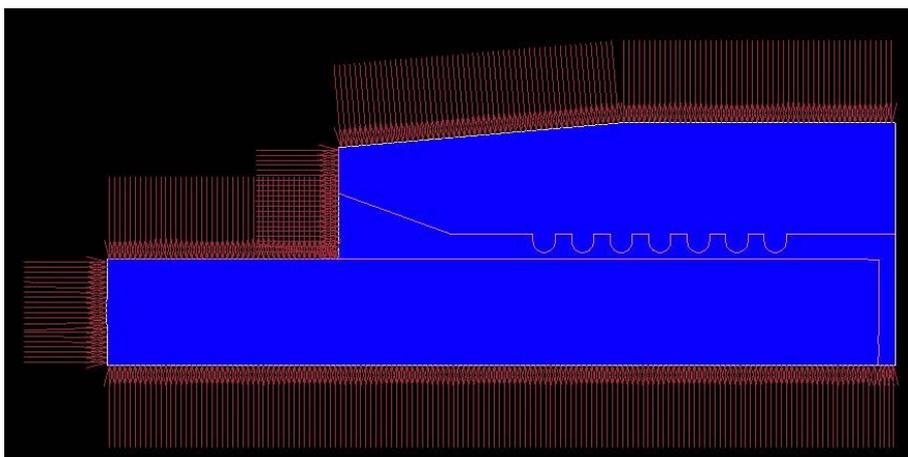
- “Edge film”;
- “Edge flux”;
- “Edge radiation”;
- “Cavity radiation”.

Alloy FeCrAl ALKROTHAL : specific heat	cal/g°C	0.11
Alloy FeCrAl ALKROTHAL : conductivity	cal/ s cm°C	0.04
Alloy FeCrAl ALKROTHAL : mass density	gr/cm <sup>3</sup>	7.28
Alloy FeCrAl ALKROTHAL : thermal dilation	1/k	1.50E-05
Polyethylene : heat of fusion	J/kg	100 @ 140°C
Polyethylene : MFI	g/10 min	0.3
Polyethylene : specific heat	J/kg°C	1796
Polyethylene : conductivity	watt/m°C	0.461
Polyethylene : emissivity	/	1
Polyethylene : mass density	gr/mm <sup>3</sup>	0.000952
Polyethylene : colour	/	nero
Polyethylene : thermal dilation	1/k	0.00018
AIR : Cp	J/kg°C	1000
AIR : conductivity	watt/m°C	0.1 / 0.05 *
AIR : mass density	kg/m <sup>3</sup>	1
AIR : film coefficient	watt/m <sup>2</sup> °C	75

\* Air conductivity equal to 0.1 watt/m K for TYPE A and TYPE B, 0.05 watt/m K for TYPE C.

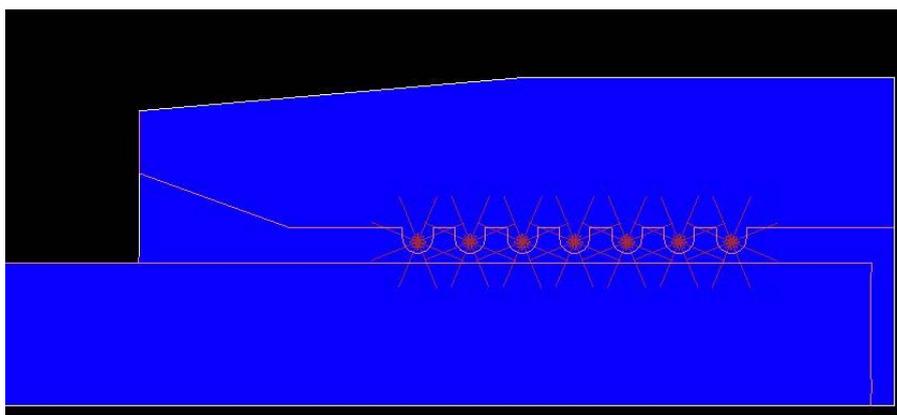
**Tabella 4.3. Parametri termici dei materiali**

La condizione “*Edge film*” rappresenta il coefficiente di convezione dell’aria: detto valore viene assegnato su tutti i bordi esterni (esterno del manicotto e interno del tubo), come indicato in Figura 4.26: in ambiente a 20°C, si è attribuito un valore pari a 75 W/m<sup>2</sup>°C (cfr. Paragrafo 4.2.2.2). Lo scambio termico che avviene tramite il mezzo aria tra tubo e manicotto è in questo caso by-passato dalla presenza della *mesh* d’aria, che trasmette per via conduttiva.



**Figura 4.26. Zone di assegnazione del coefficiente di convezione *Edge film***

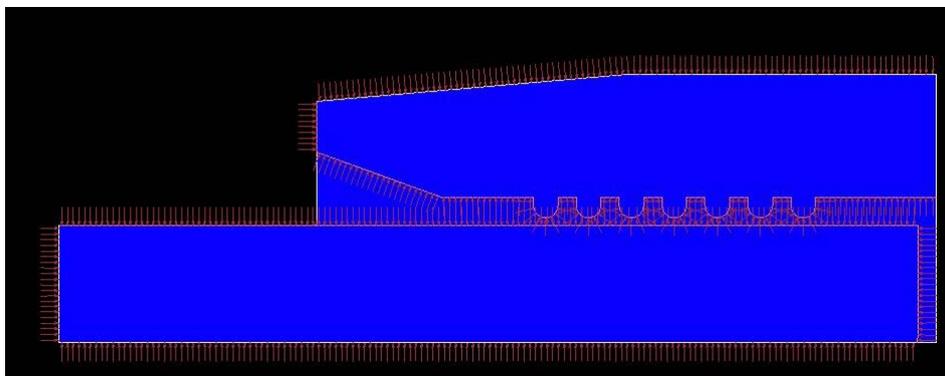
“*Edge flux*” rappresenta il flusso di calore noto che fuoriesce dalle spire: è stata assegnata una tabella di flusso termico: costante da 1 a 81 sec, uguale a 0 da 82 a 120 sec (Figura 4.27)



**Figura 4.27. Flusso uscente dalla spire *Edge flux***

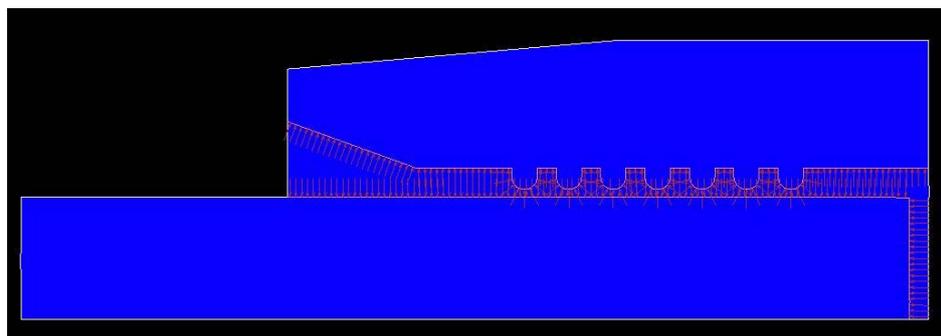
“*Edge radiation*” rappresenta la radiazione dovuta al colore nero del polietilene. Viene assegnata a tutti i bordi del corpo per la condizione “*sink temperature*” = 20°C (Figura 4.28), mentre la caratteristica di emissività

utilizzata per il calcolo era stata in precedenza assegnata nelle caratteristiche dei materiali, dove si era messo un valore pari ad 1 a causa del colore nero del PE.



**Figura 4.28. Zone di assegnazione del coefficiente di convezione *Edge radiation***

Infine la condizione “*cavity radiation*” considera il fatto che lo strato d’aria tra il tubo e il manicotto è molto piccolo e comporta una radiazione di cavità. Viene assegnata su tutti i bordi della cavità come illustrato in Figura 4.29.



**Figura 4.29. Zone di assegnazione del coefficiente di convezione *Cavity radiation***

Le due precedenti condizioni rappresentano il fenomeno di trasmissione del calore per irraggiamento (cfr. paragrafo 4.2.2.2).

#### **Analisi termica: fase di analisi**

Si è svolta un'analisi di tipo assial-simmetrica in regime transitorio, della durata di 120 sec, in 120 *step* (*time step* = 1 sec)

Anche in questo caso, si è adottata una dimensione dell'elemento che tenesse conto del "*Minimum Allowable Time Increment*" (cfr. paragrafo 4.2.2.2).

#### **Analisi strutturale: generazione della *mesh* e modello geometrico**

In seconda battuta si è provveduto dunque ad effettuare un'analisi di tipo strutturale.

In questa fase si è potuto creare un modello dalla geometria molto semplificata, visto che ciò che si voleva investigare, ossia l'elongazione radiale, avviene per l'effetto termico causato da una temperatura imposta ai nodi: tale è stata dedotta dalla precedente analisi termica.

Come si può osservare in Figura 4.30, il modello è rappresentato soltanto da una "fettina" di tubo. In particolare si ha:

- Modello "fettina" di tipo assial-simmetrico;
- Spessore del tubo discretizzato in elementi analoghi a quelli del modello termico.

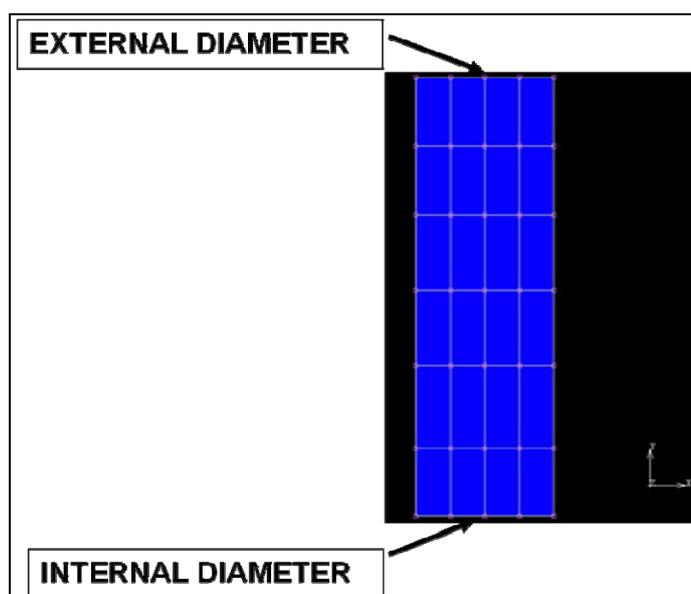


Figura 4.30. Modello “a fettina” utilizzato per l’analisi strutturale

#### **Analisi strutturale: caratteristiche meccaniche del Polietilene**

Le caratteristiche meccaniche adottate per il materiale PE sono le seguenti:

- Modulo di Young dipendente dalla temperatura (Tabella 4.4): mediante una *table* in funzione della temperatura, come ricavato da dati sperimentali (cfr. Capitolo 2, Paragrafo 2.2.2). In realtà i dati modulo E erano misurati fino a 90°C, il resto della curva è stata stimata.
- Coefficiente di dilatazione termica lineare misurato con le stesse prove sperimentali pari a  $0.00018 \text{ K}^{-1}$ .

T [°C]	E [MPa]
20	7.97E+08
60	3.05E+08
90	1.12E+08
120	20000000
150	10

**Tabella 4.4. Table del modulo elastico variabile con la temperatura dedotto dalle prove sperimentali**

#### **Analisi strutturale: condizioni iniziali, al contorno e tipologia di analisi**

La lista che segue riporta le condizioni in oggetto, per cui:

- Condizioni iniziali: l'intero corpo alla temperatura di 20°C;
- Condizioni al contorno: ogni fila di nodi con la stessa *table* di temperatura, corrispondente alla *history plot* ottenuta nei medesimi nodi durante l'analisi termica;
- Analisi: analisi lineare-elastica assial-simmetrica, durata dell'analisi: 120 sec, in 120 *step* (*time step* = 1 sec).

#### **Raccolta dei risultati e considerazioni**

Come evidenziato in precedenza, una volta compiuta l'analisi termica si sono raccolte le storie temporali di temperatura di una serie di nodi nello spessore del tubo per poi assegnarle ai nodi corrispondenti nel modello "fettina" strutturale.

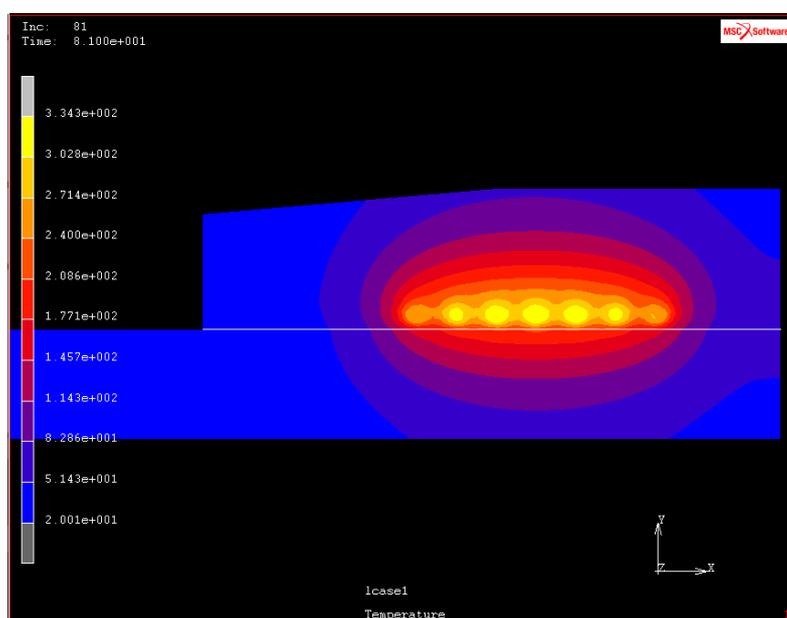
Dall'analisi strutturale si è ricavata la curva di spostamento dei nodi esterni del tubo; quindi, con un semplice calcolo, a partire dal coefficiente di dilatazione termica della spira, pari a  $1.5 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$ , si è ottenuto anche lo spostamento della spira. Le due curve sono state messe a confronto per capire in quale istante tubo e manicotto sarebbero entrati in contatto.

Ulteriormente sono state ricavate le *time history* di temperatura di alcune zone significative: la spira, il centro dello strato d'aria e i lembi esterno ed interno del tubo.

Inoltre tre campioni per ogni tipo di manicotti sono stati saldati in laboratorio registrando la temperatura interna del tubo in funzione del tempo.

Tutti i valori dei parametri appena elencati sono stati riportati in un unico grafico, avente in ascissa il tempo [sec] e in ordinata sia il diametro [mm] che la temperatura [°C]: in questo modo è stato possibile fare alcune considerazioni.

A tal proposito, si riportano le immagini delle mappe di colori estratti da "Mentat" e i relativi grafici nelle Figure 4.31, 4.32 e 4.33 a) e b).

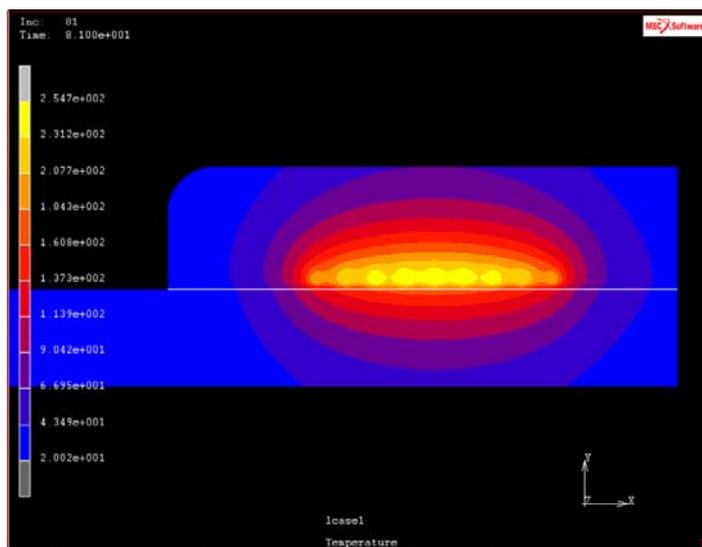


a)

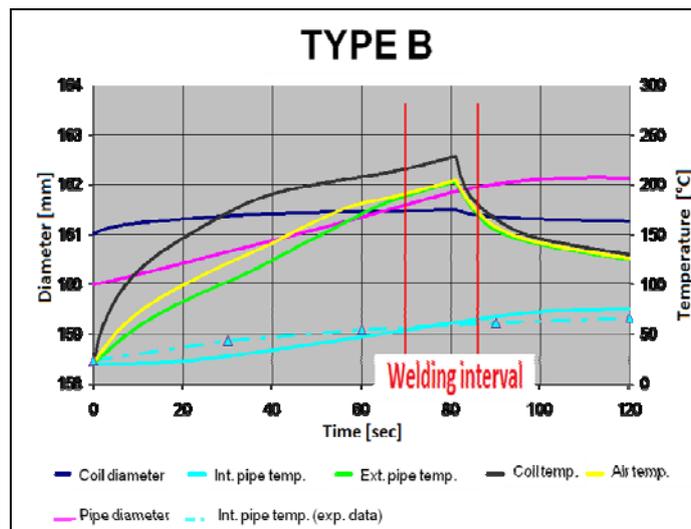


b)

Figura 4.31. Tipo A: a) distribuzione di temperatura al termine dell'erogazione di corrente (81 sec); b) spostamento del tubo e della spira, curve di temperatura per la spira, per l'aria, per il bordo esterno del tubo e per il bordo interno calcolato e misurato

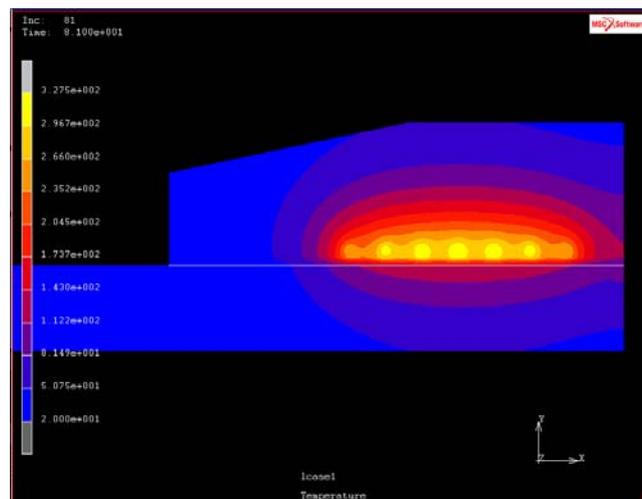


a)

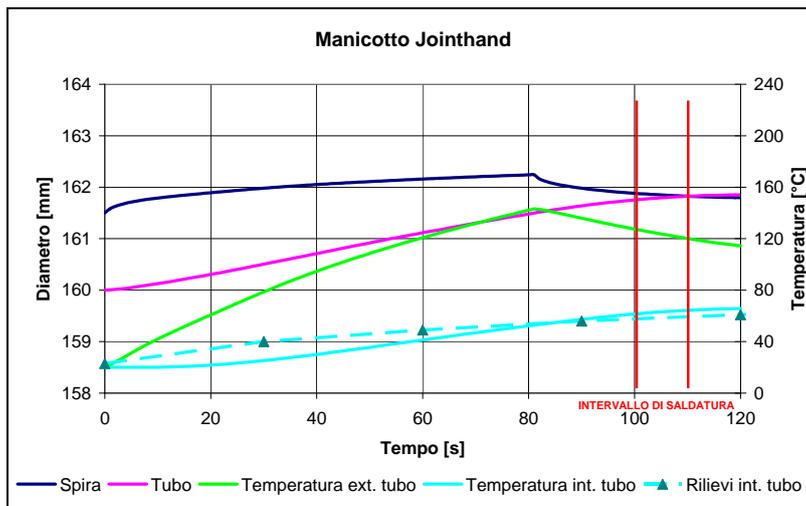


b)

Figura 4.32. Tipo B: a) distribuzione di temperatura al termine dell'erogazione di corrente (81 sec); b) spostamento del tubo e della spira, curve di temperatura per la spira, per l'aria, per il bordo esterno del tubo e per il bordo interno calcolato e misurato



a)



b)

**Figura 4.33. Tipo C: a) distribuzione di temperatura al termine dell'erogazione di corrente (81 sec); b) spostamento del tubo e della spira, curve di temperatura per la spira, per l'aria, per il bordo esterno del tubo e per il bordo interno calcolato e misurato**

In conclusione di questa campagna di simulazioni, si è riscontrato che il Tipo C è risultato incompatibile con il limite di tempo di saldatura di 80 sec. Di contro, il Tipo B ha confermato di essere più efficiente del Tipo A per via della distribuzione di temperatura: tale lay-out è stato da questo momento adottato.

La validità del metodo è stata confermata da successive prove sperimentali, che hanno evidenziato innanzitutto una somiglianza molto importante tra le curve di temperatura sul bordo interno del tubo calcolate al *fem* e quelle misurate in laboratorio, nonché un esito positivo, nel rispetto dei risultati.

Prima di arrivare alle soluzioni più performanti però, si è dovuto lavorare per rendere il sistema più efficiente, dal momento che su alcuni diametri il funzionamento non era ottimale. Le variabili che sono state maggiormente prese in considerazione ai fini del raggiungimento dei risultati sono state la dimensione e il passo delle spire, spessori di tubo e manicotto, spessore del *gap* d'aria che li separa.

Si è notato che le condizioni necessarie perché la saldatura vada a buon fine sono:

- La necessità di evitare che il tubo e il manicotto vadano a contatto troppo tardi, non avendo il tempo necessario per eseguire l'operazione;
- La necessità che la plastica raggiunga una temperatura tale che possa fondere.

Alla fine la taratura dei modelli è risultata abbastanza soddisfacente: a conferma di ciò nuovamente i dati sperimentali, da cui si è visto come gli stessi riproducessero piuttosto bene il comportamento reale. E' altresì vero che, sempre in base ai risultati sperimentali, si è visto come tali condizioni possano non bastare. Infatti, se il contatto avviene troppo presto, il tubo tende a scaldarsi in maniera più omogenea nel suo spessore e abbatte la temperatura della parte esterna non consentendole di mantenere la temperatura necessaria alla saldatura.

A seguito di diverse prove, si è visto, dunque, come un *range* di tempo ottimale possa essere compreso tra i 40 e i 60 sec: è sempre indispensabile un controllo sulla temperatura della plastica per considerare affidabile il modello.

Un limite di questo approccio al problema è dovuto al fatto che risulta corretto soltanto fino al momento del contatto tra tubo e manicotto. In seguito, lo strato di aria scompare, il passaggio di calore è molto più rapido e la temperatura della spira e dell'esterno del tubo vengono pesantemente abbassati.

La volontà di perseguire un'ottimizzazione e un affinamento dello studio hanno spinto la ricerca a due ulteriori approcci.

#### **4.3.3.2 STEP 2: analisi termo-meccanica disaccoppiata**

Un primo tentativo è stato l'utilizzo di una sorta di *escamotage* per bypassare il problema del *layer* di aria che via via scompare.

Dunque, preso un modello test, molto semplicemente si sono associate le caratteristiche termiche del tubo allo strato d'aria mediante. L'idea iniziale era quella di assegnare una conducibilità termica che variava al variare del tempo, tramutandosi in quella del PE al tempo di contatto osservato nell'analisi dello

STEP 1. Purtroppo, il software forniva risultati non veritieri perché tale assunzione in realtà non aveva significato fisico. Era necessario utilizzare come variabile indipendente la temperatura: la Tabella 4.5 riporta i valori della *table* assegnata, avendo osservato mediante le due analisi termica e strutturale precedenti, quale fosse la temperatura al momento del contatto e procedendo per interpolazione lineare nel tempo intermedio.

Temperatura	Conducibilità
20	0.1
162.952	0.1
177.864	0.15
190	0.285
198.89	0.42
210	0.461
213.95	0.461

**Tabella 4.5. Valori di conducibilità al variare della temperatura**

Lo scambio termico è sicuramente più realistico. La temperatura della spira viene attenuata gradualmente prima che intervenga il contatto, momento in cui si abbatte in modo notevole cedendo calore al tubo che invece si scalda in modo più velocemente.

#### **4.3.3.3 STEP 3: analisi termo-meccanica accoppiata**

L'opportunità di eseguire analisi di tipo accoppiato ha permesso di ottenere risultati più accurati. In questo modo si è potuto costruire un modello che, validato da prove sperimentali, permette una "prototipazione" virtuale per la "guarnizione elettrica", studiata e concepita in modo analogo.

### Modello geometrico e mesh

La geometria del problema è rimasta identica, ma si è ritenuto opportuno, per ridurre gli oneri computazionali, prendere in considerazione soltanto una “fettina” centrale del modello completo di larghezza pari al passo delle spire (Figura 4.34). La correttezza della semplificazione è suggerita dal fatto che il flusso di calore nella direzione X è irrilevante ai bordi della spira centrale. In via precauzionale è stata fatta un’analisi comparativa tra la curva calcolata con il modello intero e quello ridotto: il confronto ha provato che le curve risultano pressochè identiche.

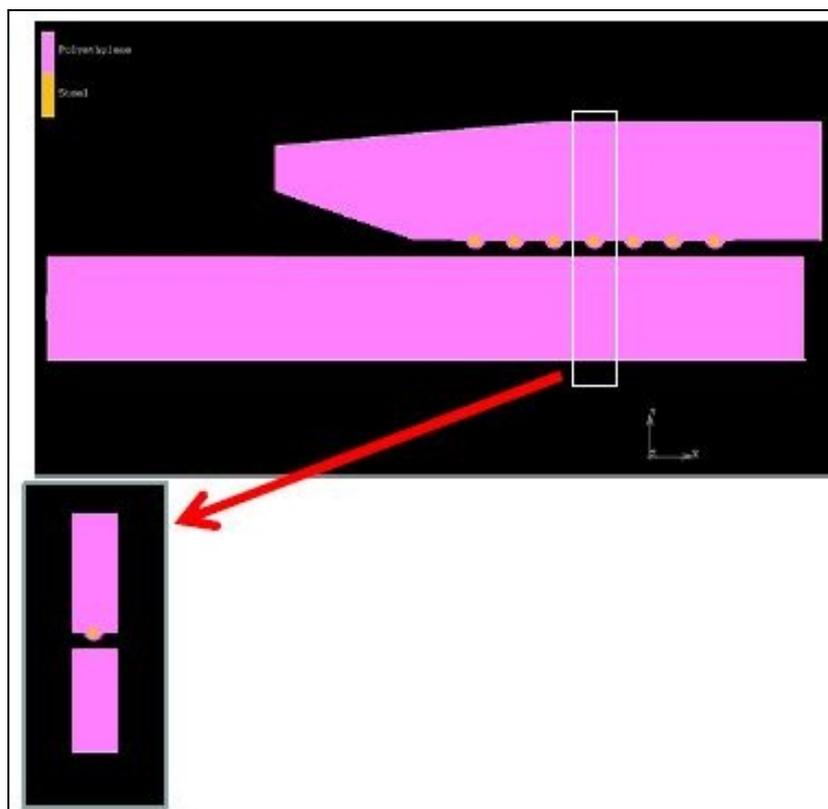
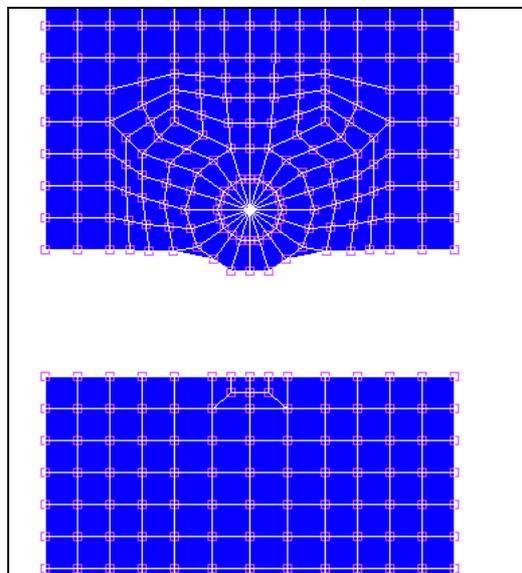


Figura 4.34. Il modello considerato nello *Step 3* è una fettina del modello originario

La *mesh* è stata infittita per agevolare la fase del contatto, permettendo così ai singoli elementi di subire deformazioni più contenute (Figura 4.35): tutto ciò sempre compatibilmente con il “Minimum Allowable Time Increment”.



**Figura 4.35. Mesh del modello con infittimento nella zona del contatto**

### **Materiali**

I materiali sono ovviamente gli stessi delle analisi disaccoppiate, eccezion fatta per lo strato d'aria che in precedenza era stato discretizzato, mentre in questo caso è assente per consentire al tubo e al manicotto di entrare in contatto sotto l'azione del carico termico.

Ovviamente, il PE e l'acciaio delle spire hanno ora le caratteristiche termiche e quelle meccaniche assegnate contemporaneamente.

### **Condizioni iniziali e condizioni al contorno**

Il corpo si presenta inizialmente alla temperatura uniforme di 20°C.

Le condizioni al contorno rimangono le stesse con l'aggiunta di due nuove dovute alla geometria semplificata: oltre quindi a *Edge flux*, *Edge film* e *Edge radiation*, si sono imposti il vincolo nella direzione X dell'asse del tubo e l'annullamento del flusso termico dalle pareti della "fettina". Quest'ultima accortezza fa sì che non vi sia scambio termico laterale e lo concentra solo in direzione radiale ed è un'approssimazione accettabile se si considera che la parte di sistema analizzato è centrale ed ai suoi lati ci sono delle "fettine" in condizioni termiche analoghe.

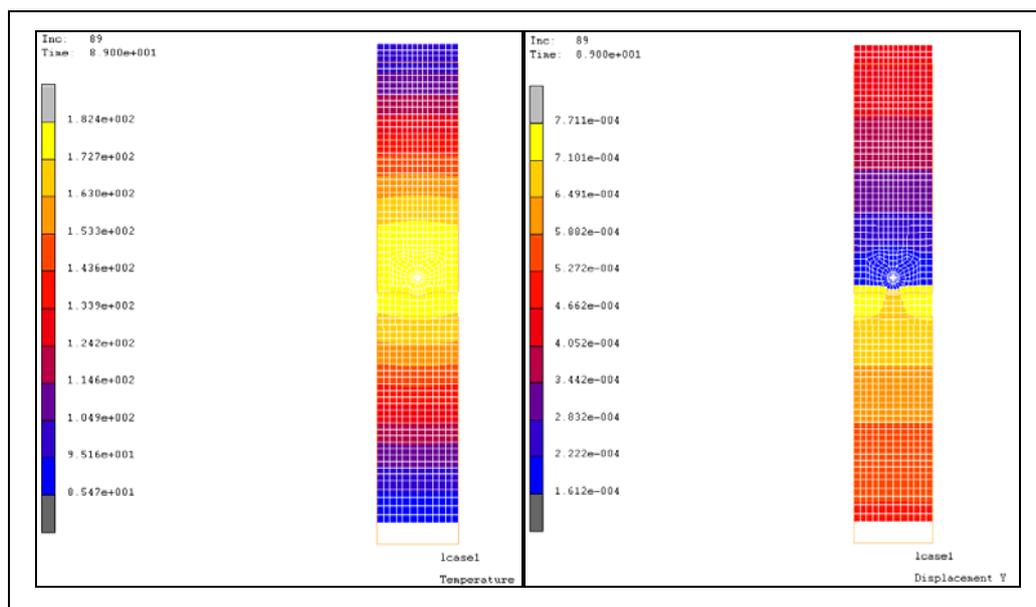
### **Gestione del contatto**

Per quanto riguarda il problema di contatto tra i corpi, la procedura ricalca esattamente la stessa attuata per la "guarnizione elettrica" (cfr. paragrafo 4.2.2.2).

### **Analisi e considerazioni finali**

Si è svolta un'analisi "*coupled*", di tipo dinamica transiente assial-simmetrica, avente una durata di 120 sec, in 120 *step* (*time step* = 1 sec).

La Figura 4.36 mostra il modello a contatto avvenuto: i colori rappresentano la distribuzione di spostamento radiale lungo Y nella prima immagine, la distribuzione di temperatura nella seconda.



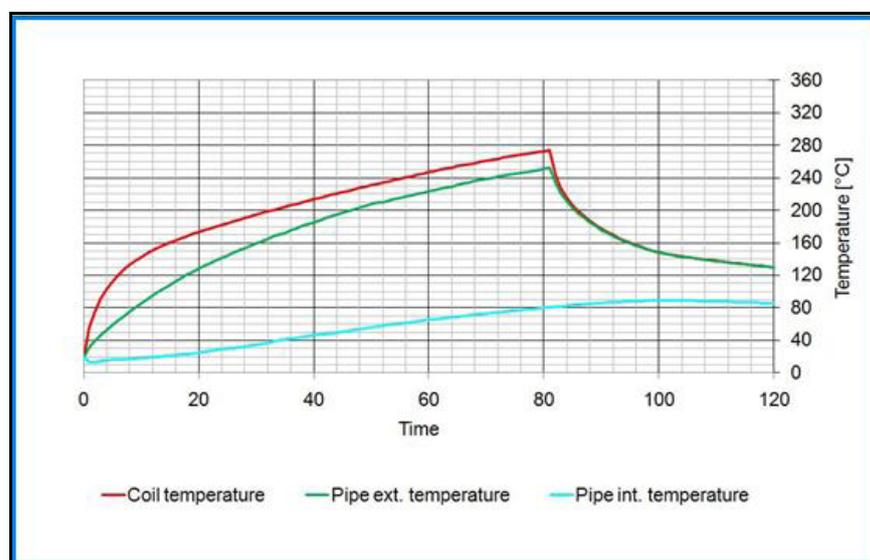
**Figura 4.36. Mappa di colori della temperatura e mappa di colori dello spostamento nell'istante finale**

Le due Figure 4.37 e 4.38 forniscono un quadro di informazioni completo del raccordo che si sta progettando: nella prima sono raccolte le curve di temperatura della spira, del bordo esterno e del bordo interno del tubo; nella seconda è rappresentata la curva di spostamento del tubo e del manicotto e si osserva il momento di contatto.

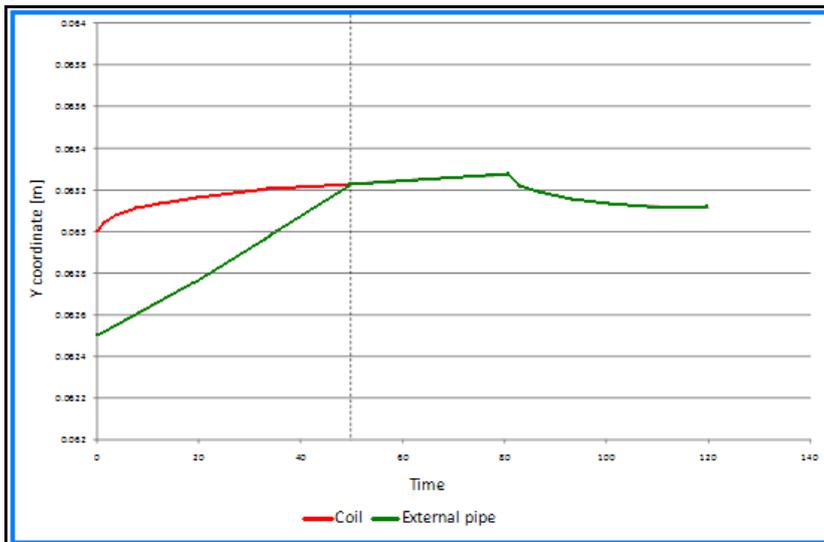
Per il modello in esame emergono:

- Tempo di chiusura del *gap*: 50 sec (raccomandabile, in linea con quanto era emerso a seguito delle analisi *Step 1* in abbinata a prove sperimentali);
- Massima temperatura raggiunta dal tubo sul bordo esterno: 250°C;
- Massima temperatura raggiunta dal tubo sul bordo interno: 82°C.

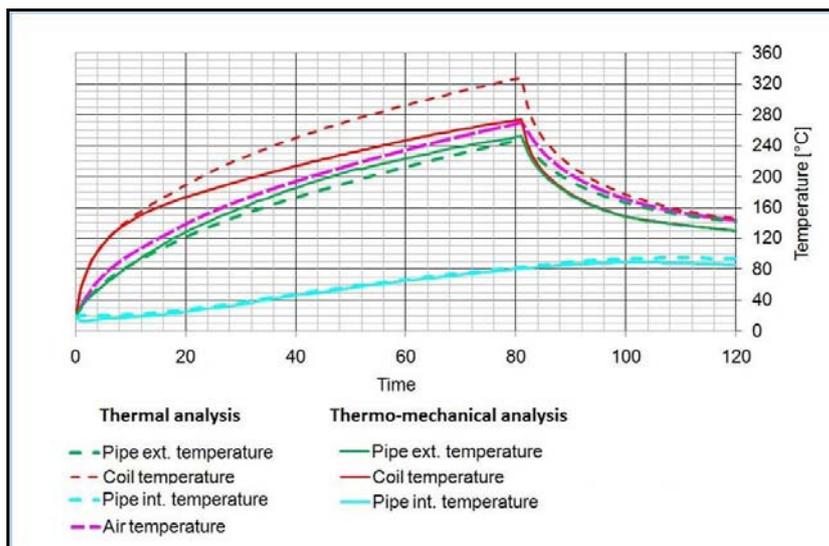
Il grafico di Figura 4.39, invece, pone a confronto il modello attuale con il vecchio approccio dell'analisi disaccoppiata *Step 1*. Le temperature del tubo sono le stesse, mentre la temperatura della spira è molto inferiore al termine della fase di riscaldamento, come prevedibile.



**Figura 4.37. Curve di temperatura della spira, del bordo esterno e del bordo interno del tubo**



**Figura 4.38.** Curva dello spostamento radiale della spira e del bordo esterno del tubo: a 50 sec avviene il contatto



**Figura 4.39.** Confronto tra le temperature tra lo *Step 1* (analisi disaccoppiata) e lo *Step 3* (analisi accoppiata)

## 4.4 Conclusioni

Il dispositivo trattato nel presente capitolo rappresenta un tipo di raccordo di nuova concezione, il cui impiego, prenderà sicuramente piede in futuro. Le esigenze navali ne hanno giustificato l'idea, ma molto probabilmente l'utilizzo verrà esteso anche all'ambito civile.

Prendendo spunto da un dispositivo esistente, si è realizzato un prototipo che risolve nel modo più semplice parecchi problemi. Infatti, senza il bisogno di sovradimensionare o modificare alcun elemento, permette di mantenere le caratteristiche topologiche delle guarnizioni tradizionali e i medesimi ingombri, migliorandone notevolmente le prestazioni.

Si è passati da una semplice giunzione ad innesto ad un raccordo analogo, ma con caratteristiche di tenuta al pari di uno saldato.

La possibilità di scongiurare sconessioni tra tubi causate da sovrappressioni in condizioni di lavoro al limite o da errori in fase di installazione, con le situazioni di disagio che ne possono conseguire, rappresenta sicuramente una notevole ricaduta positiva e un ulteriore passo verso l'ottimizzazione del sistema.

## **Capitolo 5**

### **Studio preliminare per la realizzazione di un tubo resistente al fuoco**

#### **5.1 Premessa**

In questo capitolo viene dunque affrontato il problema della resistenza al fuoco. In base alle possibilità offerte dal finanziamento, l'azienda, in questa sede, si è posta alcuni obiettivi, in particolare:

- Svolgere un'attività di inquadramento del problema (studio di fattibilità, analisi di impostazione del lavoro etc..)
- Effettuare prove sperimentali su elementi di tubo appositamente predisposti;
- Eseguire una modellazione numerica preliminare.

## **5.2 Requisiti di resistenza al fuoco secondo la norma IMO A.18/Res. 753**

La resistenza al fuoco di un sistema di tubazioni è la capacità di mantenere la sua forza ed integrità per alcuni periodi di tempo predeterminati. Lo *Standard* internazionale stabilisce che per le materie plastiche esistono tre livelli di resistenza al fuoco, che considerano la diversa severità delle conseguenze risultanti dalla perdita di integrità del sistema per le varie applicazioni e posizioni: tali aspetti vengono approfonditi nel paragrafo seguente.

### **5.2.1 Livelli di *Fire Endurance***

La norma contempla tre livelli prestazionali, dal più al meno conservativo, denominati L<sub>1</sub>, L<sub>2</sub> e L<sub>3</sub>.

Livello 1: sistemi essenziali alla salvaguardia della nave e quelli esterni alle sale macchine, in cui la perdita di integrità possa causare fuoriuscita di fluido infiammabile aggravando l'incendio, devono essere progettati per sopportare incendi completamente sviluppati di lunga durata in condizioni secche senza cedimenti.

Devono dunque superare il *Fire endurance test* per una durata minima di un'ora in condizioni asciutte.

Livello 2: sistemi essenziali alle operazioni di sicurezza della nave devono essere progettati per resistere al fuoco senza perdita delle loro funzionalità, in modo da poter ristabilire, una volta estinto il fuoco, le normali condizioni di lavoro. Si richiede resistenza per una durata minima di 30min in condizioni secche.

Livello 3: sistemi essenziali alle operazioni di sicurezza della nave devono essere progettati per resistere a piccoli incendi localizzati senza perdita delle loro funzionalità, in modo da poter ristabilire, una volta estinto il fuoco, le

normali condizioni di lavoro. Si richiede resistenza per una durata minima di 30min in condizioni umide (ossia *percorso da liquido*).

La richiesta di Fincantieri prevedeva di soddisfare il requisito del terzo livello, la condizione meno gravosa da raggiungere.

Nel prossimo paragrafo vengono illustrate le caratteristiche di prova previste dalla normativa.

### **5.2.2 Metodologia per *Fire Endurance Testing* di tubi di plastica pieni d'acqua**

La norma consiglia di usare un sistema di bruciatori con una capacità di salita della temperatura molto rapida e funzionante a propano.

Per i diametri fino a 152 mm, la sorgente dovrebbe consistere in due file da 5 bruciatori: la geometria del sistema è identificata dalle due Figure 5.1 e 5.2, rispettivamente vista dall'alto e laterale nella prima e prospetto nella seconda, direttamente come riportate nella normativa.

Si deve mantenere un flusso termico medio il più possibile costante di  $113.6 \text{ kW/m}^2$  (+10%) a distanza di circa  $12.5 \pm 1 \text{ cm}$  sopra la linea centrale del raggio di fuoco. Tale flusso corrisponde ad un fiamma pre-mix di propano con un con una velocità di  $5 \text{ kg/h}$  per un rilascio complessivo di calore di  $65 \text{ kW}$ . Il consumo di gas dovrebbe essere misurato con un'accuratezza di almeno +3% in modo tale da mantenere un flusso di calore costante. Il propano utilizzato dovrebbe avere un contenuto minimo di purezza del 95%.

I bruciatori dovrebbero essere del tipo "Sievert No. 2942" o equivalenti che producano aria mista alla fiamma. Il diametro interno dei bruciatori dovrebbe essere di 29mm. Ognuno di essi deve essere provvisto di valvola in modo da regolare l'altezza della fiamma. Le file di bruciatori devono essere parallele all'asse del tubo. La luce libera del tubo tra i supporti dovrebbe essere di  $0.8 \pm 0.05 \text{ m}$ . Il tubo campione deve avere approssimativamente una lunghezza di 1.5m. Le estremità devono essere chiuse; una delle due deve anche permettere una connessione per il passaggio di acqua in pressione.

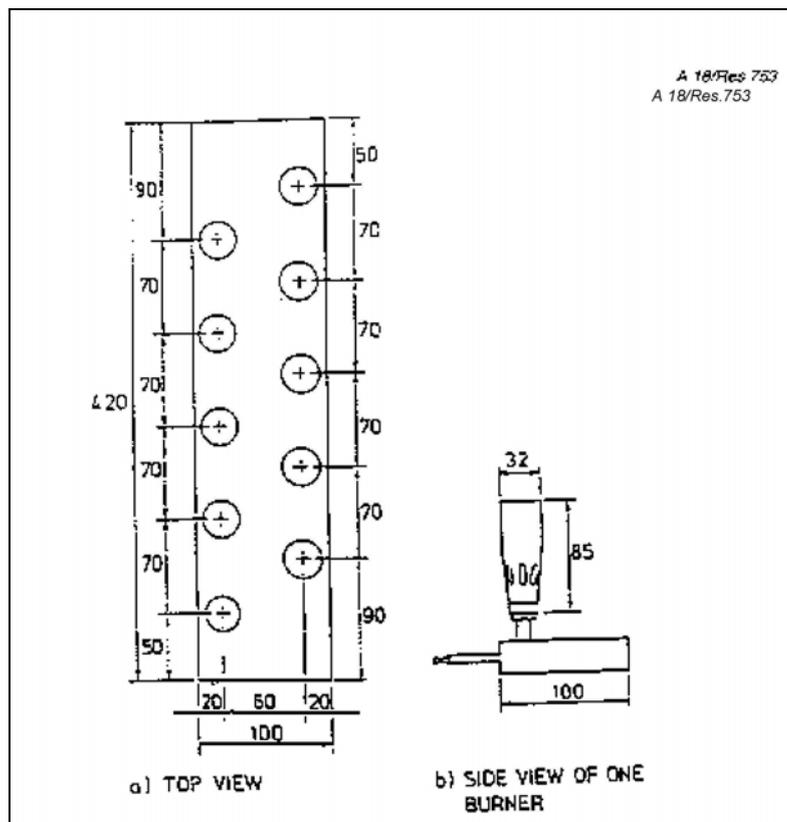


Figura 5.1. Vista dall'alto (a) e vista laterale (b) del sistema di prova: raffigurazioni estratte dalla normativa

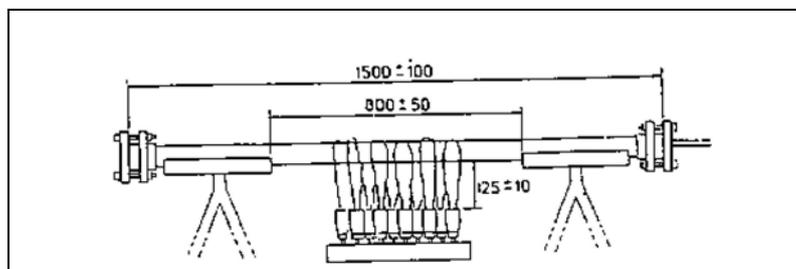


Figura 5.2. Vista frontale del sistema di prova come da normativa

Se l'isolante contiene umidità, il provino non deve essere testato fino a quando l'isolante stesso non ha raggiunto una condizione di aria secca. Questa condizione è definita come equilibrio con atmosfera ambientale di 50% di umidità relativa a  $20\pm 5^{\circ}\text{C}$ .

Il test deve essere svolto in ambiente protetto per far sì che nessun fattore esterno lo condizioni.

La temperatura dell'acqua non deve essere inferiore a  $15^{\circ}\text{C}$  all'inizio e deve essere continuamente monitorato nel corso del test; la pressione deve essere mantenuta intorno ad un valore di  $3\pm 0.5\text{bar}$ .

Non sono ammesse perdite fatta eccezione per qualche lieve goccia attraverso il tubo.

Alla fine della prova, il campione può essere raffreddato a temperatura ambiente, quindi testato con acqua in pressione per almeno 15min: non sono ammesse perdite significative, ossia che non eccedano 0.2 l/min.

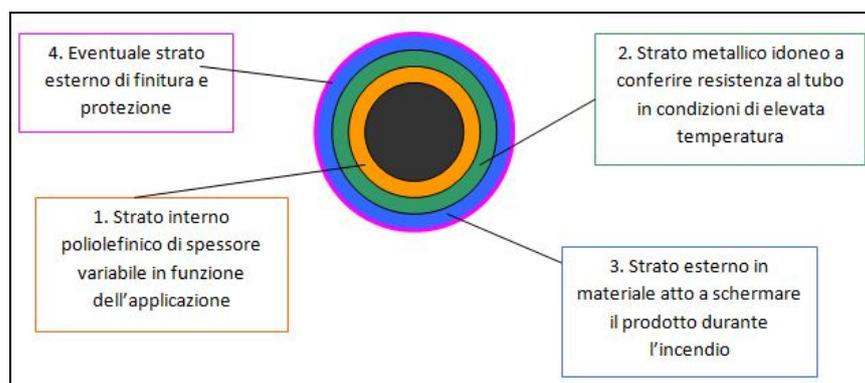
## 5.3 Verso la creazione di un prototipo: analisi e valutazioni

### 5.3.1 Valutazioni iniziali

Da un'attenta valutazione dei prodotti presenti sul mercato e da un'analisi delle caratteristiche che necessitava il tubo oggetto dello studio, ben presto si è delineata una stratigrafia strutturata come segue, in cui a partire dall'interno possiamo individuare (Figura 5.3):

1. uno strato (*single layer* o *multi layer*) in PP, PE, PE-X, o PP caricato estruso con funzione e spessori in relazione alle diverse applicazioni (adduzione o scarico), atto a soddisfare i requisiti normativi in termini di durata e pressione in condizioni standard ed a conferire proprietà di robustezza, potabilità, fonoisolamento, resistenza chimica, saldabilità e giunzione.

2. uno strato di materiale metallico (film di alluminio, acciaio, rame o altro) concepito con lo scopo di conferire al tubo bassa dilatazione termica, resistenza meccanica in condizioni di utilizzo e durante la prova di *Fire Endurance* e/o di contribuire a disperdere il calore e schermare lo strato interno.
3. uno strato di materiale capace di fornire uno scudo termico agli strati sottostanti. I materiali utilizzati potevano essere sostanze intumescenti, materiali a base alluminio triidrato, fosforo, ammonio polifosfato, cloruro di polivinile, siliceni/ceramizzanti, nano-argille, singolarmente o in combinazione sinergica.
4. un eventuale strato esterno capace di conferire una superficie finale uniforme al prodotto, ad aumentare la resistenza o ad attivare l'intumescente o atto a supportare ulteriori vernici con o senza proprietà di resistenza al fuoco.



**Figura 5.3. Stratigrafia possibile individuata per realizzare un tubo *fire resistant***

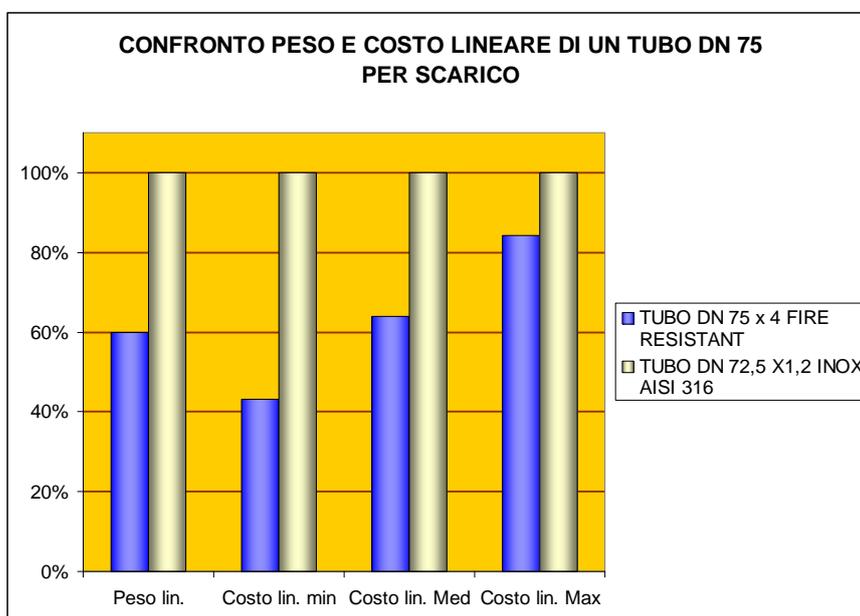
### 5.3.2 Ritorni economici e funzionali

Nel grafico di Figura 5.4 è riportato un confronto tra una stima del costo della materia prima necessaria per produrre un tubo composito *fire resistant* DN75 a confronto con il costo di un tubo analogo in acciaio inox AISI 316.

Il confronto è stato effettuato alle seguenti condizioni :

- costo dell'acciaio inox pari a 4,5 €/kg
- costo massimo del *compound* antifiamma dello strato esterno pari a: 20€/kg.
- costo dello strato centrale (ipotesi di uso di alluminio) pari a : 3,4 €/kg

Il confronto di costo è basato sul quantitativo di materia prima.



**Figura 5.4. Confronto peso e costo lineare effettuato tra un tubo multistrato *fire resistant* e un tubo in acciaio DN 75 adibito allo scarico**

### **5.3.3 Scelta della tipologia di tubo**

Si è pensato di avviare lo studio utilizzando materiali reperibili in azienda. In particolare si è optato per un tubo composto da:

- Strato interno in PE;
- Anima metallica in Al;
- Strato esterno in PP;
- Materiale intumescente verniciato sullo strato esterno.

La soluzione del multistrato trovava la sua giustificazione nel fatto di poter sfruttare simultaneamente le proprietà di tre materiali diversi che per questo tipo di impiego sarebbero risultati molto convenienti.

L'alluminio aveva il compito di assolvere la funzione strutturale, che verrebbe garantita anche dopo lo shock termico fino a elevate temperature, laddove la plastica dopo i 120°C è già alterata.

Il polietilene era l'ideale per l'interno del tubo perchè poteva assicurare un'ottima resistenza alla corrosione.

Il polipropilene, invece, risultava una valida soluzione per lo strato esterno, in quanto si era dimostrato che l'applicazione di materiale intumescente su detto materiale ne comportasse una quantità inferiore [19].

I materiali PE e il PP erano stati caratterizzati in precedenza (cfr. Capitolo 2, Paragrafo 2.2 per il PE, Capitolo 3, Paragrafo 3.3 per il PP); per l'alluminio ci si affidava alla scheda tecnica del produttore.

## 5.4 Verso la creazione di un prototipo: prove sperimentali e modelli numerici

### 5.4.1 Struttura teorica della ricerca

La struttura della ricerca prevedeva di operare secondo la successione dei seguenti passaggi logici:

- Creazione di un prototipo complementare al tubo (il modello “pentola”);
- Esecuzione di prove sperimentali sul modello “pentola” e acquisizione misure di temperatura;
- Implementazione dei dati precedenti in analisi *fem* che riproducessero il modello fisico;
- Esecuzione di prove sperimentali su un provino di tubo secondo la metodologia prevista dalla normativa e acquisizione dati di temperatura;
- Riproduzione del precedente test tramite un modello numerico e validazione dello stesso mediante confronto con rilievi sperimentali;
- Ricerca di una correlazione tra i modelli numerici del tubo e della pentola mediante taratura delle condizioni geometriche e al contorno;
- Ottimizzazione delle proprietà di *fire resistance* sul modello “pentola”, creazione e validazione prototipo;
- Estrusione prototipo di tubo con le caratteristiche precedentemente validate sulla “pentola” per validazione del modello reale.

Purtroppo, l’incompletezza dell’opera ha permesso solo lo svolgimento di alcuni passi, modificandone peraltro la sequenza sopra-riportata, che è stata adattata alle possibilità operative.

### **5.4.2 Il modello “pentola” come prototipo preliminare al tubo**

In particolare, la “pentola” trovava la sua ragione di esistere nella necessità di avere un prototipo preliminare a quello finale che si potesse testare e modificare con continuità senza che comportasse costi di allestimento elevati: un contenitore di metallo (pentola) avrebbe fatto le veci del tubo vero e proprio, sarebbe stato riempito d’acqua (secondo la norma nel rispetto del livello L<sub>3</sub>); il fondello della pentola sarebbe stato il campione di prova, direttamente investito dalla fiamma.

Il tubo da realizzare non era chiaramente in produzione e non era pensabile estruderlo direttamente con le macchine dell’azienda.

In questo contesto si inseriva il ruolo della pentola: con il solo impiego di “spezzoni” dei materiali costituenti i vari strati, via via modificati negli spessori in base ai risultati dei modelli numerici, avrebbe consentito di creare dei semplici prototipi piani senza il problema di interrompere cicli di produzione industriali per l’estrusione di prototipi provvisori.

### **5.4.3 Campagna di prove sperimentali**

Essenzialmente si sono condotti due tipi di prove sperimentali:

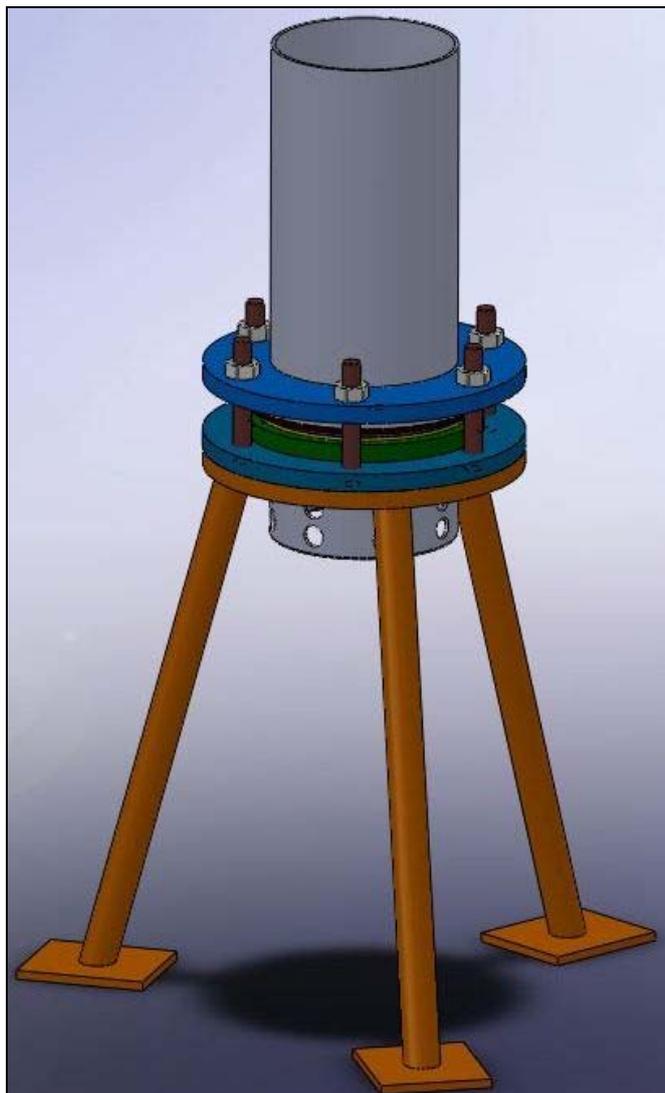
- Prova su fiamma piccola
  - Prova su grande fiamma
1. Oggetto: evidenziare il comportamento di tubazioni esistenti nelle due configurazioni di prova di piccola e grande fiamma.
  2. Condizioni di prova: sotto cappa di laboratorio presso il distaccamento di Alessandria del Politecnico di Torino (prova su piccola fiamma); in sala esterna non coibentata presso il laboratorio Marinoni di Genova (prova su grande fiamma).

3. Attrezzature di prova: bruciatore e cilindro in acciaio con fondello porta campioni (prova su piccola fiamma) e serie di bruciatori e tubo DN 75 di lunghezza 1,5 m (prova su grande fiamma).
4. Scopo: misurazione di condizioni al contorno della prova su grande fiamma e su piccola fiamma, confronto, individuazione di problemi e soluzioni.

#### **5.4.3.1 Prove di combustione su piccola fiamma**

Il test di combustione su piccola fiamma è l'esperimento svolto sul prototipo della pentola con la collaborazione dei colleghi universitari del Politecnico di Torino presso il distaccamento di Alessandria. Si è deciso che fosse in acciaio inox. La prima criticità era il fissaggio del provino: si è pensato di realizzare un sistema a flangia bullonata che lo tenesse saldo al suo interno con relativa guarnizione interposta.

La Figura 5.5 mostra un'immagine 3D dell'architettura sperimentale con la struttura sorretta dal supporto a treppiede; in Figura 5.6 è riportata una sezione della struttura di prova con dettagli e dimensionali; infine la Figura 5.7 mostra una sezione del modello 3D in cui si evidenziano gli elementi principali: il provino (fondello della pentola), una flangia solidale al tubo e una di alloggiamento per il provino, le quali fanno da appoggio a due ulteriori flange, una superiore ed una inferiore che, fissate mediante viti permettevano il fissaggio del sistema.



**Figura 5.5. Vista 3D dell'architettura sperimentale**

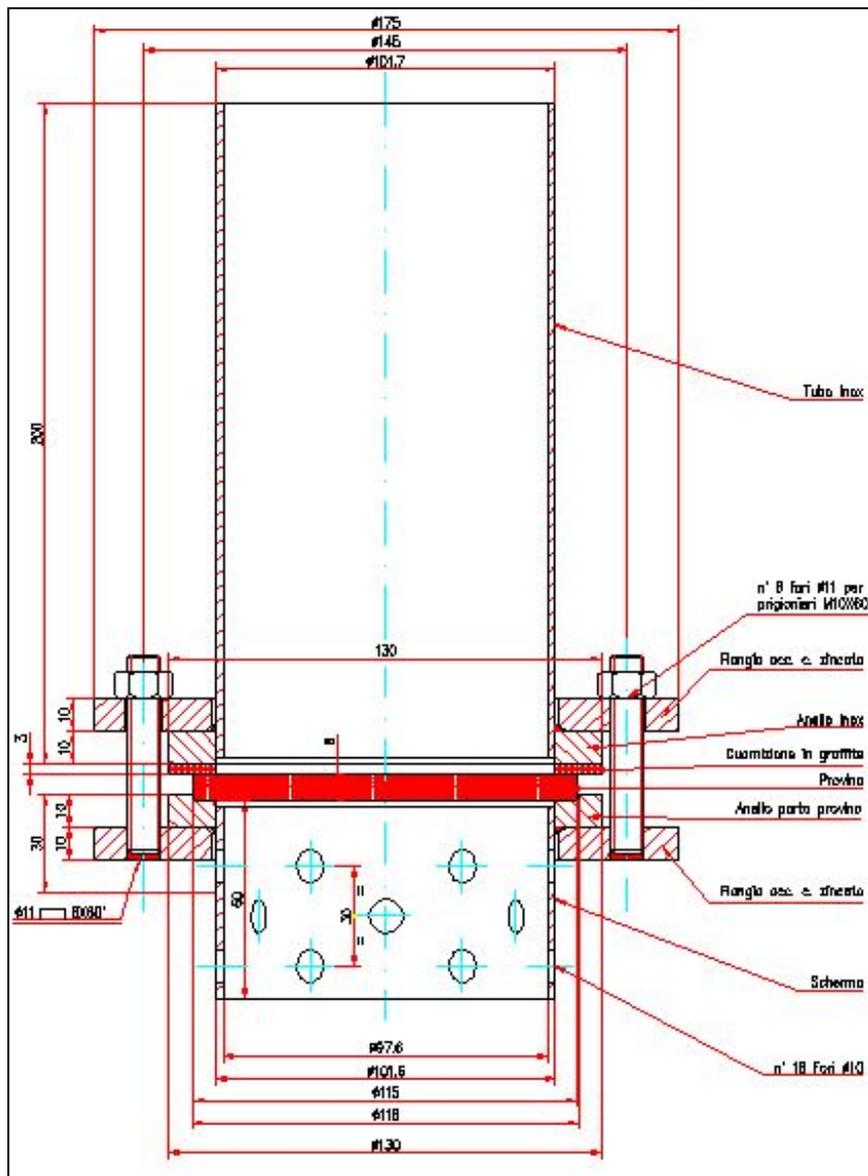
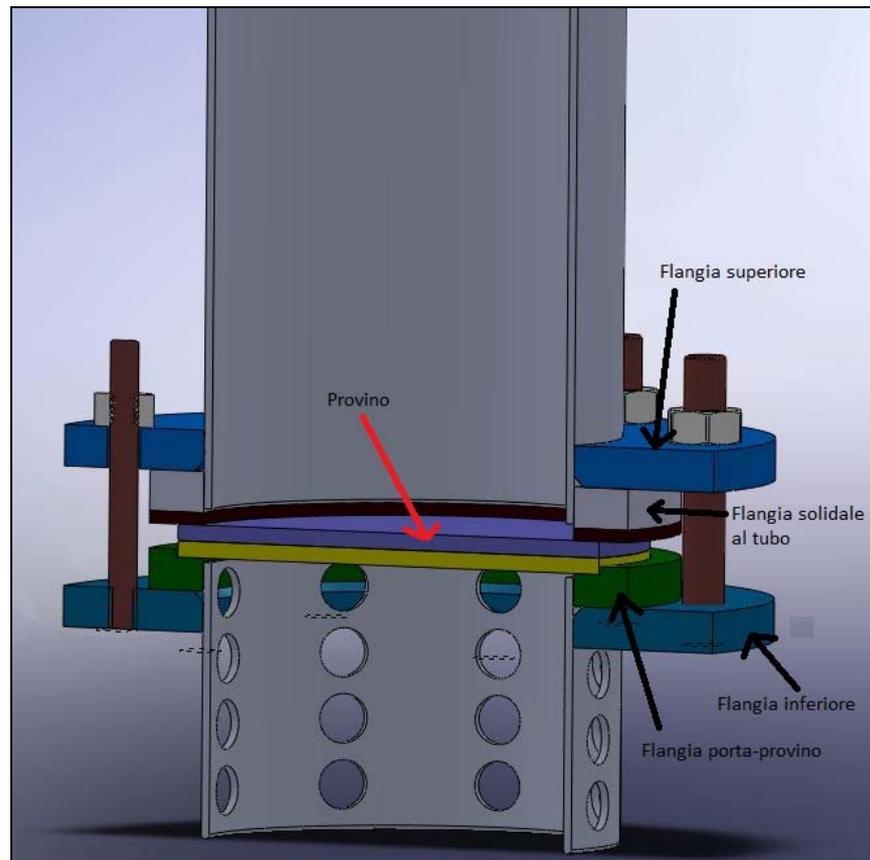


Figura 5.6. Vista in sezione del sistema sperimentale della “pentola”: geometria e dettaglio degli elementi costitutivi



**Figura 5.7. Vista in sezione del “modello pentola” con la distinzione dei principali elementi costituenti**

L'immagine di Figura 5.8 riporta una fotografia della struttura in laboratorio.



**Figura 5.8. Il “modello pentola”  
fotografato in laboratorio**

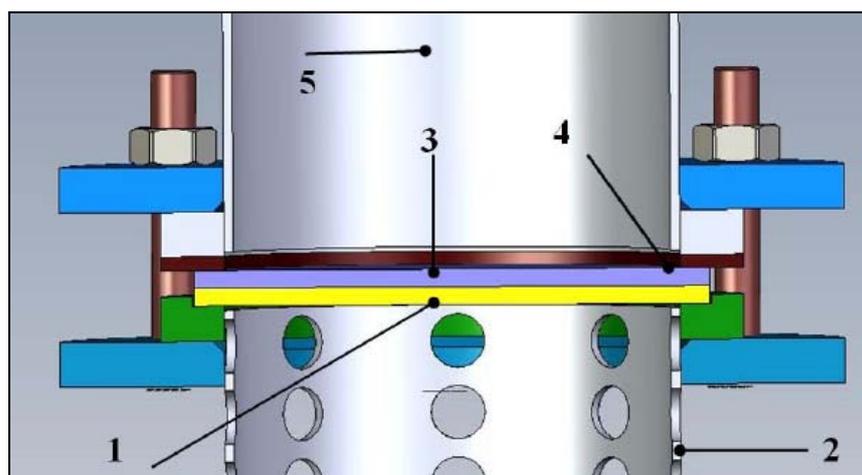
Il provino costituente il fondello della pentola è stato sottoposto alla fiamma di un becco.

Il rilievo è consistito nella misurazione in tempo reale della temperatura mediante cinque termocoppie posizionate in altrettanti punti di interesse del sistema. La prova è stata condotta per quattro volte consecutive, cambiando via alcune caratteristiche:

- Test 1: provino in acciaio inox AISI 310s, distanza base-fiamma = 90mm;
- Test 2: provino in acciaio inox AISI 310s, distanza base-fiamma = 60mm;
- Test 3: provino in Al di spessore 1mm rivestito di PP (20% talco + 20% anti-fiamma), distanza base-fiamma = 90mm. Al di sopra del provino è stato posizionato un provino in acciaio inox AISI 310s con funzione di flussimetro.

- Test 4: provino in Al di spessore 1mm rivestito di PP (20% talco + 20% anti-fiamma), distanza base-fiamma = 90mm. Al di sopra del provino sono stati posizionati due dischi in acciaio inox AISI 310s con funzione di flussimetro.

A titolo esemplificativo si riporta un'immagine (Figura 5.9) del sistema in sezione, in cui si mostra la disposizione delle termocoppie per il test 1.



**Figura 5.9. Posizionamento delle termocoppie sul "modello pentola" nel test di laboratorio**

Tutti i test sono stati effettuati con pentola a pressione ambientale.

Inizialmente, si era pensato di sfruttare i dati di queste rilevazioni creando dei modelli numerici che avessero come dato in ingresso una potenza termica: si sarebbe quindi cercato di tarare i modelli in modo tale che restituissero dei valori il più possibile fedeli a quelli misurati. I primi tentativi hanno evidenziato che un tale approccio comportava una serie elevata di variabili, quali: aleatorietà della potenza termica della fiamma non facilmente deducibile, perché nota soltanto all'uscita del bruciatore; aleatorietà spaziale della fiamma e difficoltà nel definire un corpo irraggiante.

Si è capito quindi che la soluzione migliore sarebbe stata quella di avere, per ogni zona di indagine, delle termocoppie posizionate sia sulle superfici sia ad una piccola distanza da esse, in modo tale da riuscire a definire i parametri di convezione, i cosiddetti *film coefficients* (ciò è stato attuato in seguito nelle prove sperimentali sul tubo, cfr. Paragrafo 5.4.3.2).

#### 5.4.3.2 Prove di combustione su grande fiamma

Presso il centro prove sperimentali Marinoni di Genova si sono eseguiti i test di combustione su grande fiamma nel rispetto delle prescrizioni della norma internazionale IMO A.18/Res. 753 (cfr. Paragrafo 5.2.2).

La Figura 5.10 mostra una fotografia scattata nel corso della prima prova, quella su tubo di acciaio, in cui è possibile avere una visione d'insieme del sistema; in Figura 5.11, invece, il dettaglio del tubo incandescente.



**Figura 5.10. Fotografia del tubo sotto prova**



**Figura 5.11. Particolare del tubo incandescente**

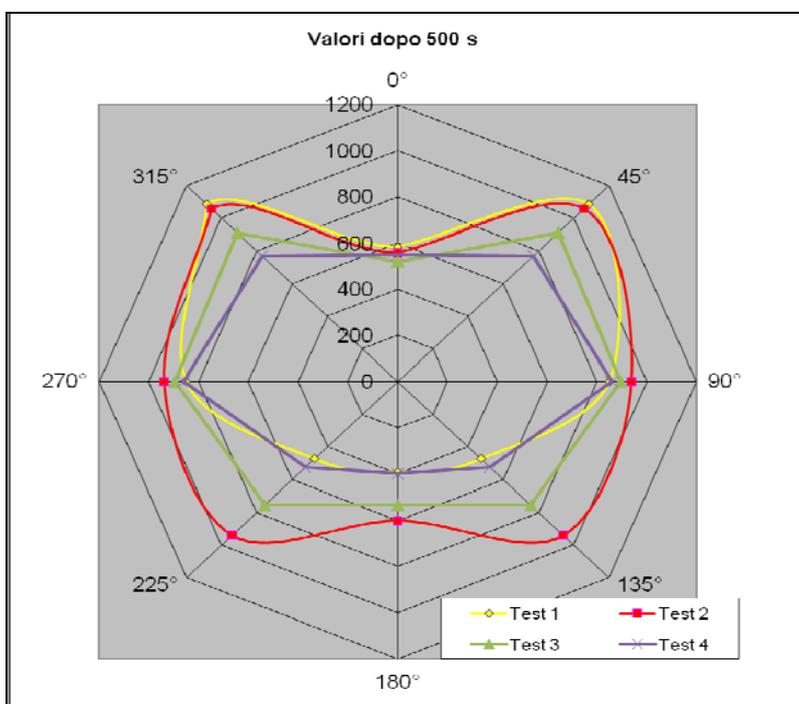
La prova è stata condotta per cinque volte consecutive, cambiando via via alcune caratteristiche:

- Test 1: tubo in acciaio inox AISI 310s, pressione di 3 bar, termocoppie disposte in aderenza al tubo;
- Test 2: analogo al Test 1, con termocoppie posizionate in aderenza e ad 1mm dal tubo;
- Test 3: analogo al precedente, con tubo leggermente ruotato sul suo asse principale;
- Test 4: ridisposizione delle termocoppie analoga al Test 2, pressione pari a quella ambientale;
- Test 5: tubo in PE, un'unica termocoppia in posizione centrale all'interno del tubo pieno d'acqua, pressione di 3 bar.

Il Test 1, il Test 2 e il Test 3 sono servite ad effettuare le misurazioni sul modello più semplice (tubo di acciaio) secondo i criteri richiesti dalla normativa in differenti configurazioni, in modo tale da avere più riscontri e più dati possibili. Il Test 4 aveva lo scopo di permettere una correlazione con il modello "pentola", essendo stato svolto a temperatura ambientale. Infine il Test 5 voleva mostrare in prima analisi il comportamento sotto fiamma di un tubo in plastica.

Il grafico di Figura 5.12 mostra la distribuzione di temperatura rilevata dopo 500 sec al variare della posizione: il punto a 0° è quello più basso. Come si può

notare, la zona a 45° è quella che rimane più calda. L'istante a 500 sec è significativo per il Test 4, a pressione atmosferica, in cui si è assistito ad un brusco calo della temperatura dovuto alla fase di ebollizione; contemporaneamente si notava uscita di vapore dallo sfiato.



**Figura 5.12. Distribuzione di temperatura nelle varie posizioni del tubo**

#### 5.4.4 Considerazioni in merito alle prove sperimentali

La Tabella 5.1 riporta la sintesi dei calcoli desunti dalle misurazioni effettuate in laboratorio nelle due prove a fiamma piccola e a fiamma grande. In particolare si pongono a confronto i dati del primo test a fiamma piccola e del quarto test sul tubo, l'unico comparabile in quanto a pressione atmosferica.

			<b>PENTOLA</b>	<b>TUBO</b>
<b>Acqua presente</b>		<b>kg</b>	1.0	5.1
<b>Riscaldamento</b>	<b>Calore specifico</b>	<b>kJ/kg°K</b>	4.2	4.2
	<b>Delta di temperatura</b>	<b>K</b>	80.0	81
	<b>Tempo di ebollizione</b>	<b>sec</b>	1609.0	440
	<b>Potenza trasferita</b>	<b>kW</b>	0.2	3.74
<b>Ebollizione</b>	<b>Perdita evaporazione</b>	<b>kg</b>	0.2	0.5
	<b>Calore latente</b>	<b>kJ/kg°K</b>	2272.0	2272
	<b>Durata ebollizione</b>	<b>sec</b>	481.0	1560
	<b>Potenza trasferita</b>	<b>kW</b>	0.7	6.36

**Tabella 5.1. Confronto tra i dati ottenuti dalle prove: il primo test per la pentola e il quarto per il tubo, l'unico a pressione atmosferica**

Come si può notare, la potenza trasferita ha tra i due un rapporto di circa 1/10: 0.7 kW per la pentola e 6.36 kW per il tubo. Tale risultato è stato ottenuto sottraendo il peso iniziale dell'acqua a quello finale dopo evaporazione; quindi si è moltiplicata questa differenza per il calore latente e si è rapportato il valore al tempo di ebollizione.

Si è compreso quindi che il test sulla pentola necessitava una maggiore potenza nei bruciatori: di questa necessità si terrà conto nelle ulteriori prove che verranno svolte sotto piccola fiamma.

Tale soluzione avrebbe però comportato un maggiore riscaldamento di tutto il sistema e si è pensato che una maggior quantità di calore avrebbe potuto comportare un riscaldamento eccessivo della guarnizione. Pertanto si è ritenuto opportuno riprogettare la pentola in vista di prove future.

Alcune soluzioni progettuali sono state valutate prima di scegliere la più idonea: si è utilizzato il codice di calcolo Marc Mentat..

Le tre tipologie prevedevano:

1. Modello con schermo d'aria laterale (interfaccia acciaio-provino);
2. Modello privo di schermature (acciaio e provino a diretto contatto);
3. Modello con schermo d'aria più ampio del primo.

### Geometria di primo tentativo

A titolo esemplificativo si riportano le immagini di Figura 5.13, vista frontale e vista in sezione del modello con piccolo schermo, che, fatta eccezione per il dettaglio dello schermo, ha le misure generali uguali agli altri due.

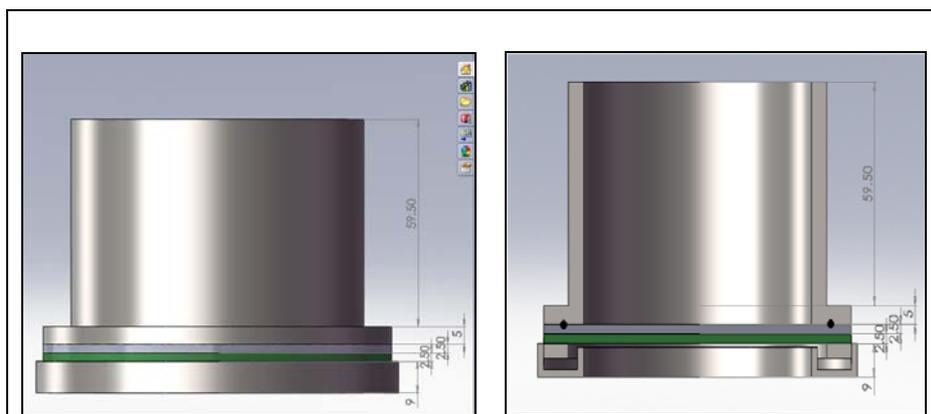


Figura 5.13. Prospetto e sezione della pentola: geometria di primo tentativo

### Modellazione FEM di primo tentativo

#### Geometria e mesh

L'analisi è stata semplificata ed è stato preso in esame solo una sezione nello spessore del sistema, in modo tale da avere un modello assial-simmetrico.

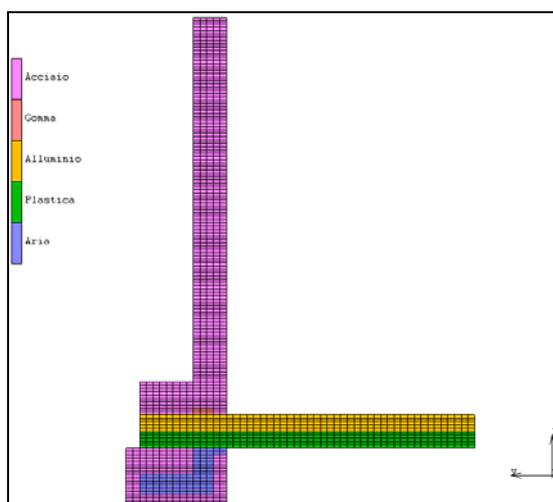


Figura 5.14. Modello assial-simmetrico, *mesh* e legenda dei materiali

#### Materiali

I materiali assunti hanno proprietà isotropiche e caratteristiche di conduzione, che sono riassunte in Tabella 5.2.

	Conduttività [W/m°C]	Calore specifico [J/Kg°C]	Densità di massa [Kg/m <sup>3</sup> ]
<b>Acciaio</b>	15.11	460.57	8000
<b>Gomma</b>	0.43	2000	960
<b>Alluminio</b>	240	900	2700
<b>Plastica</b>	0.43	2000	960
<b>Aria intercapedine</b>	0.01	1000	1

Tabella 5.2. Prospetto delle proprietà dei materiali

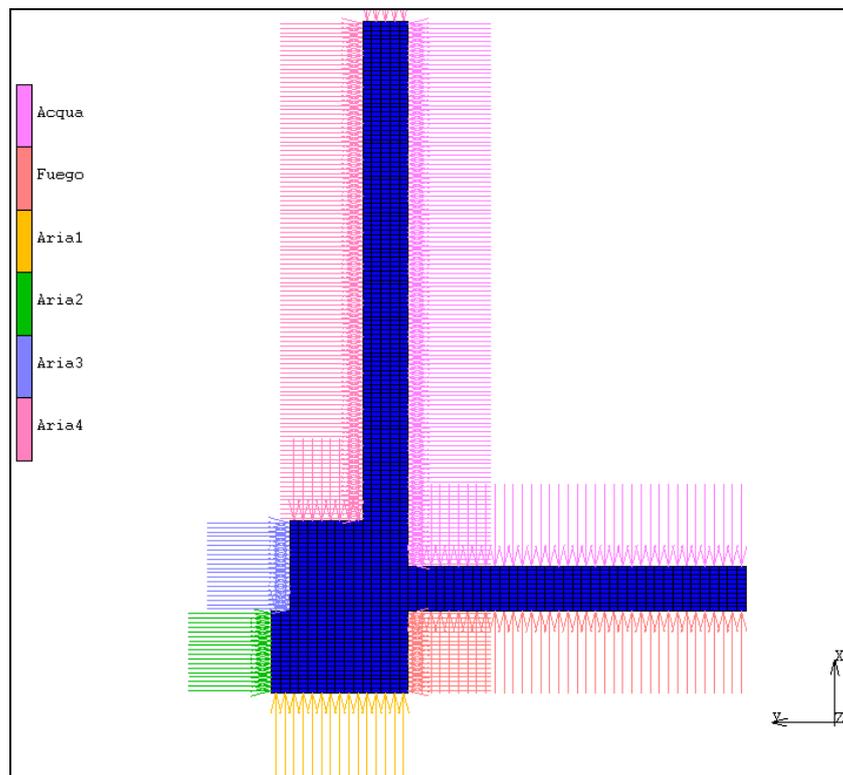
Condizioni iniziali e condizioni al contorno

Il sistema è inizialmente alla temperatura di 20°C.

L'unica *boundary condition* è quella di convezione tra la superficie del dispositivo e l'ambiente circostante caldo. Si sono fatte alcune ipotesi, in prima analisi, assegnando alle varie zone differenti temperature di tentativo (vedi Tabella 5.3).

	<b>Temperatura ambiente [°C]</b>	<b><i>Film Coefficient</i> [W/m<sup>2</sup>°C]</b>
<b>Acqua</b>	100	11000
<b>Fuoco</b>	1100	240
<b>Aria 1</b>	800	240
<b>Aria 2</b>	500	240
<b>Aria 3</b>	300	240
<b>Aria 4</b>	100	240

**Tabella 5.3. Parametri di convezione assegnati nel modello a pentola preliminare**



**Figura 5.15.** *Boundary conditions* associate alle varie zone della pentola

#### Tipo di analisi e risultati

Si è effettuata un'analisi termica di tipo "steady state", perché la propagazione del calore avviene per convezione e conduzione a seguito di condizioni al contorno assegnate costanti e fisse nel tempo. L'assenza di parametri (quali la conducibilità, lo stesso coefficiente di convezione etc..) variabili in funzione della temperatura non comporta neanche non linearità nell'azione di diffusione del calore.

Le successive Figure 5.16, 5.17 e 5.18 mostrano i risultati in termini di distribuzione di temperatura per le tre configurazioni.

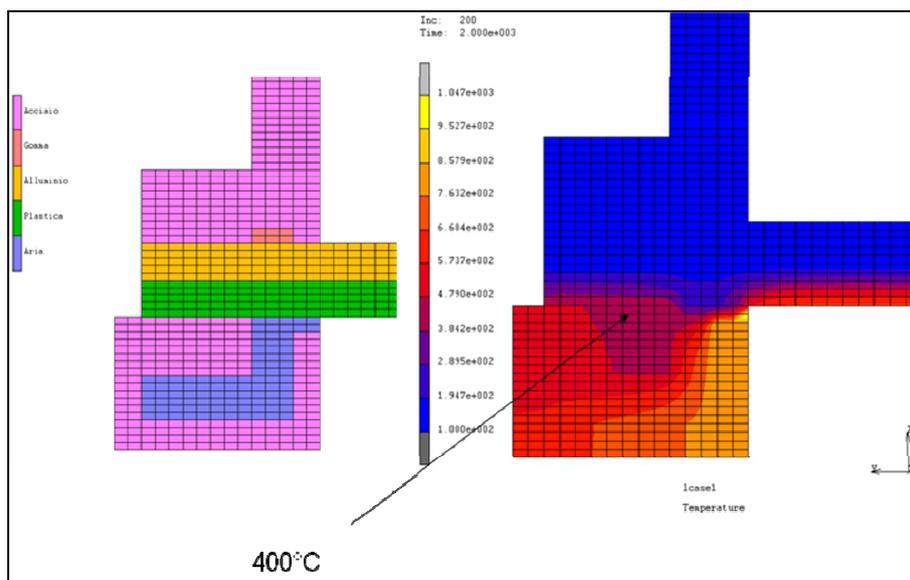


Figura 5.16. Prima configurazione: modello con schermo d'aria laterale

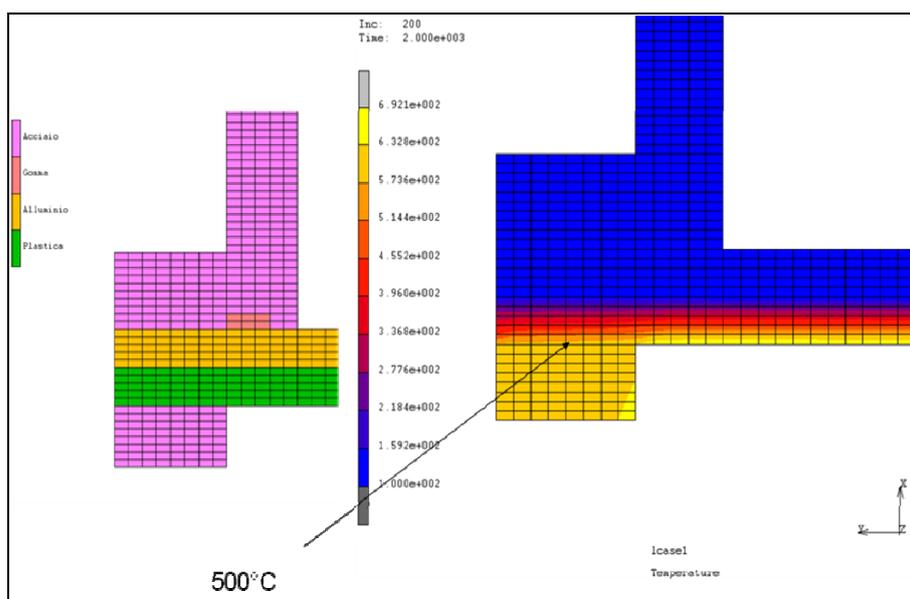
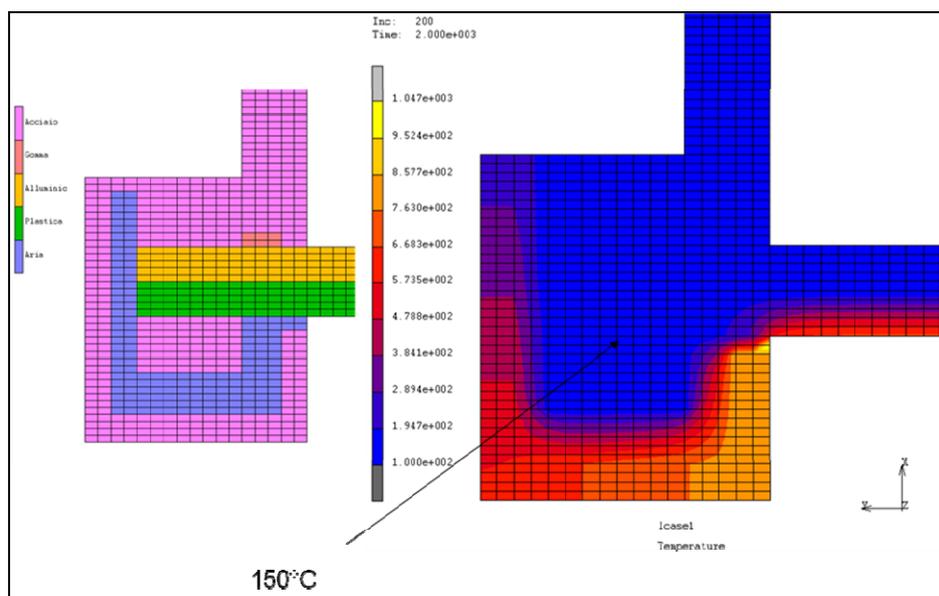


Figura 5.17. Seconda configurazione: modello privo di schermo d'aria



**Figura 5.18. Terza configurazione: modello con schermo d'aria più ampio**

Si può notare come il contributo dello schermo, specie se molto ampio, incida parecchio su una distribuzione più omogenea di calore. La differenza di temperatura raggiunta tra il caso 2 e il caso 3 è notevole: 500°C del primo di contro i 150°C del secondo.

Una soluzione a schermo ampio è da considerarsi molto efficiente.

## 5.4.5 Simulazioni numeriche sul tubo

### 5.4.5.1 Considerazioni ed ipotesi preliminari

Il primo approccio verso la realizzazione di un tubo che potesse soddisfare i requisiti di resistenza al fuoco richiesti per l'applicazione navale è stato la creazione di semplici modelli piani con i dati sperimentali a disposizione. Si è dovuto far fronte sia alla scarsità di dati sia alla tipologia limitata di acquisizioni in nostro possesso.

La creazione di modelli tridimensionali avrebbe sicuramente prospettato una maggiore attendibilità dei risultati, ma avrebbe richiesto un'accuratezza elevata vista la natura complessa del test: la presenza di una zona investita dalla fiamma, di una zona fredda, uno scambio termico fatto di moti convettivi non uniformi avrebbero di fatto necessitato di una serie di misurazioni molto più articolate e variegate.

In prima approssimazione, però, si è pensato che si potesse limitare lo studio ad una sezione di tubo: quello centrale, considerando che le termocoppie era disposte sulla sezione di mezzeria rispetto al sistema dei dieci bruciatori. E' lecito, infatti, affermare che lo scambio termico in detta zona sia quasi totalmente imputabile a dei vortici convettivi nella sezione del tubo, mentre si possa quasi completamente trascurare lo scambio di calore laterale.

Assunta questa ipotesi e limitando l'analisi ad un anello centrale del sistema si sono realizzate delle prime simulazioni numeriche su modelli piani.

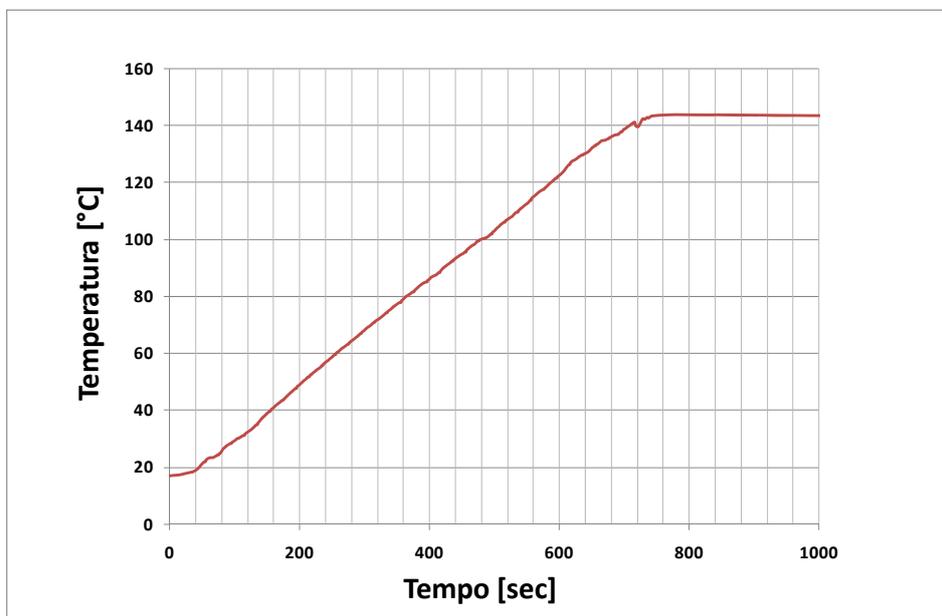
L'idea di partenza è stata quella di creare dei modelli che utilizzassero le misurazioni delle termocoppie esterne alla distanza di 1mm come dati di input, mentre le altre in aderenza e l'unica termocoppia interna, situata al centro del tubo e immersa nell'acqua, erano asservite ai risultati in *output* come elementi di confronto e di taratura del modello.

L'operazione più complessa è stata quella di affrontare il problema della presenza di un fluido quale l'acqua, per giunta alla temperatura di ebollizione: in funzione delle condizioni al contorno imposte, si è quindi cercato di attuare opportuni *escamotage* per poter includere il fluido nel reticolo *fem*.

#### **5.4.5.2 Tubo di acciaio inox AISI 310s**

La taratura del metodo è stata effettuata cercando di riprodurre la prova sperimentale più semplice, sia dal punto di vista costitutivo (un solo materiale) che per quanto riguarda il comportamento sotto fiamma: si sta parlando, ovviamente, del tubo in acciaio inox AISI 310s. Del resto, l'unica ragione per cui si sono condotti test su questo prototipo preliminare era solamente quella di poter tarare i modelli matematici.

Il grafico di Figura 5.19 riporta la variazione di temperatura nel tempo misurata dalla termocoppia posta all'interno del tubo: come precisato poc' anzi, tale curva rappresentava la funzione obiettivo del modello numerico.



**Figura 5.19. Curva di temperatura dell'acqua misurata dalla termocoppia interna al tubo**

Inizialmente si sono assegnati due materiali: l'acciaio e l'acqua.

Ben presto si è notato che ci si discostava di gran lunga dalla curva sperimentale del liquido.

Si è capito che i nodi di contatto acqua-metallo generavano un errore di fondo. La temperatura del metallo, infatti, saliva rapidamente a causa del suo elevato valore di conducibilità e trasmetteva in modo troppo repentino energia termica anche ai nodi di acqua, causando un brusco innalzamento di temperatura all'interno del tubo. Si è allora pensato di interporre uno strato fittizio tra i due "materiali", che avesse caratteristiche di conducibilità basse a

sufficienza da scambiare con l'acqua calore in modo più graduale: tale assunzione si è rivelata molto utile.

Un altro errore iniziale è stato quello di assegnare a tutta la massa di liquido un valore di conducibilità molto elevata (circa  $1000 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ ): questo perché si riteneva che, a causa dei moti convettivi, la temperatura crescesse in maniera omogenea all'interno .

Stante l'ipotesi di partenza per cui si poteva ragionevolmente pensare che la trasmissione di calore avvenisse nel piano, creando dei moti convettivi che si propagavano in maniera pressochè uniforme dalla periferia (bordo interno dell'anello) fino alla zona centrale, non era quindi più lecito credere, come potrebbe sembrare, che tutto il volume d'acqua avesse più o meno la medesima temperatura nei vari istanti di tempo. Di contro, in tal senso, il comportamento poteva essere così approssimato: tanti anelli "ideali" di acqua, a temperatura uniforme nei vari istanti di tempo, che trasmettevano gradualmente energia termica per conduzione agli anelli più interni fino al punto centrale.

Constatato ciò, l'acqua non è più stata considerata come convettiva, ma come un mezzo a tutti gli effetti conduttivo, con un proprio coefficiente di conduzione stimato.

Per quanto riguarda la zona di transizione tra acqua e acciaio si è cercato di dare una spiegazione fisica: la sua presenza è stata giustificata come segue.

In sostanza, il calore che si diffonde nel metallo, innalzandone rapidamente la temperatura, riesce a vaporizzare le molecole d'acqua a contatto, creando dunque uno strato di barriera di vapore che tende a "fuggire" dalla sua posizione; il contatto con l'acqua fredda lo condensa istantaneamente.

Tale processo continua a rinnovarsi per istanti successivi, fino a che il calore non riesce a passare e a diffondersi in modo più omogeneo nella massa d'acqua circostante.

Un altro dettaglio che si è riscontrato fin dalle prime analisi svolte sul tubo di acciaio è stato la scarsa importanza di dividere il bordo esterno dell'anello metallico in zone a differenti temperature in "proporzione" alla vicinanza della fiamma: in virtù dell'alta conducibilità del metallo, infatti, si è visto come sia più incisivo assumere un valore di temperatura medio sul contorno.

Chiaramente, lo stesso ragionamento non è attuabile nel caso del prototipo di plastica, dove la conducibilità è molto inferiore e il calore tende a scaldare maggiormente certe zone (quelle direttamente investite dal fuoco) e meno altre.

A fronte di tale caratteristica, si è pensato di effettuare una prima taratura su un modello costituito unicamente dallo strato di barriera di vapore e dall'acqua, imponendo un'unica condizione al contorno applicata ai nodi esterni della barriera: temperatura imposta pari alla media di temperature misurate sull'acciaio, ossia 300°C.

## MODELLO 1: A TEMPERATURA IMPOSTA

### Elementi e geometria

Si è studiato un modello piano (la sezione del tubo), ridotto a metà sfruttando la simmetria geometrica e di condizione di carico termico. Si sono utilizzati elementi “quad 4” a 4 nodi, classe 39 (cfr. Manuale Mentat).

### Materiali

I materiali associati al modello e le relative proprietà termiche sono riassunte in Tabella 5.4: come menzionato in precedenza, si tratta della barriera di vapore e dell'acqua.

	Barriera di vapore	Acqua
<b>Conducibilità (W/m°C)</b>	0.08	25
<b>Calore specifico (J/kg°C)</b>	4186	4186 + <i>table</i>
<b>Densità di massa (kg/m<sup>3</sup>)</b>	1000	1000

**Tabella 5.4. Proprietà dei materiali del modello a temperatura imposta**

In tabella si può notare come alla voce “calore specifico” dell'acqua non venga assegnato semplicemente un valore: infatti, per ovviare all'impossibilità di simulare il passaggio di stato gas-vapore e il simultaneo rilascio di calore

latente di evaporazione si è adottato infatti un ulteriore *escamotage*. In pratica si è tenuto il valore  $4186 \text{ J/Kg}^\circ\text{C}$  proprio dell'acqua fino alla temperatura di  $140^\circ\text{C}$ , dopodiché lo si è elevato in maniera esponenziale: questo significa che la quantità di calore necessaria ad innalzare di un  $1^\circ\text{C}$  la massa di  $1\text{kg}$  di acqua diventa notevole, non raggiungibile nei tempi della simulazione. La temperatura di  $140^\circ\text{C}$  è la temperatura di ebollizione dell'acqua nelle condizioni di test, ossia a  $3 \text{ bar}$  di pressione, dopo la quale tutto il calore apportato in eccesso viene dissipato nel processo di transizione di fase.

La barriera di vapore ha valori analoghi a quelli dell'acqua per quanto riguarda il calore specifico e la densità di massa.

Discorso a parte per le due conducibilità: i rispettivi valori sono stati guidati nel modo più consono possibile per tentativi, facendo sì che la curva di temperatura dell'acqua ottenuta dall'analisi fosse più simile possibile a quella sperimentale. Più delicata è stata l'operazione per la barriera di vapore, il cui valore, si è visto, incideva maggiormente sulla pendenza della curva.

### **Condizioni iniziali e condizioni al contorno**

In condizioni iniziali tutto il corpo è alla temperatura di  $16^\circ\text{C}$ , così era la temperatura ambientale rilevata al momento del test.

Come condizione al contorno si è dunque imposta la temperatura di  $300^\circ\text{C}$  a tutti i nodi esterni della barriera di vapore; inoltre si è assunto un flusso termico nullo sulla linea di simmetria centrale, supponendo che non vi sia scambio termico tra le due parti.

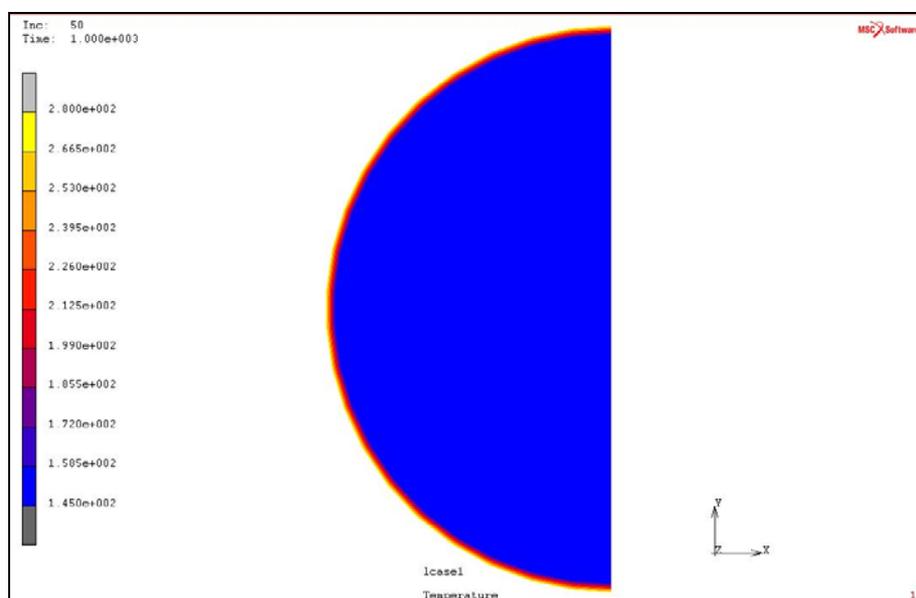
### **Analisi e risultati**

In fase di analisi, si è prestata attenzione *in primis* al problema del “*Minimum Allowable Time Increment*” (cfr. Capitolo 4, Paragrafo 4.2.2.2): è stato necessario infittire la *mesh* e regolare il tempo di integrazione per evitare errori computazionali.

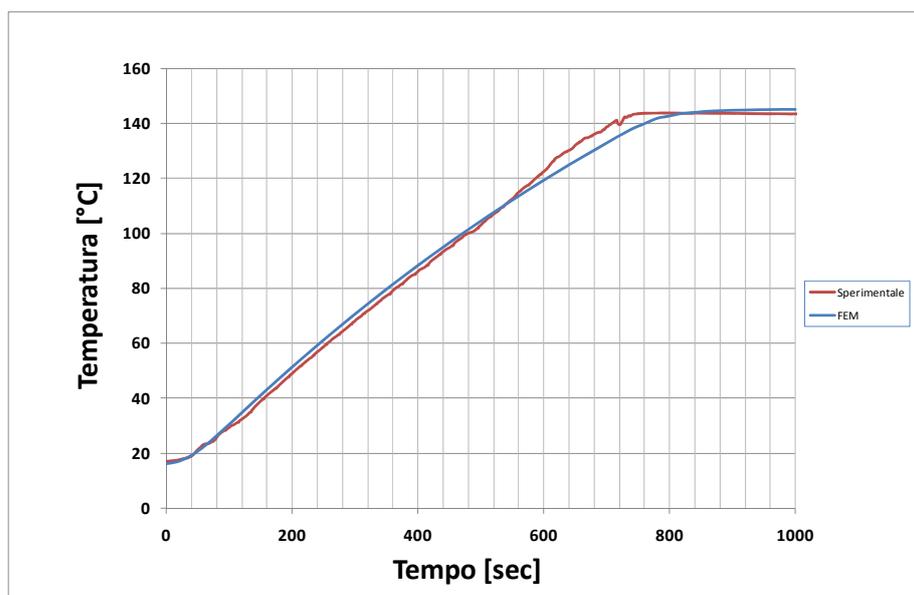
L'analisi termica, di tipo *planar*, è stata condotta in regime transiente per una durata di  $1000\text{sec}$ , in  $50 \text{ step}$  da  $20\text{sec}$ . Sebbene una simulazione di questo tipo abbia in apparenza le caratteristiche di un'analisi *steady state*, la ragione

della scelta è dovuta ad una proprietà termica in gioco. Infatti, il calore specifico variabile in funzione della temperatura è causa di non linearità: tale condizione è simulata correttamente in regime stazionario solo se la variazione del parametro è modesta e comunque è meglio raccomandata una soluzione in transitorio. Nella fattispecie, il calore specifico varia fortemente con la temperatura per by-passare il problema del passaggio di stato in fase di ebollizione. I risultati sono stati valutati molto soddisfacenti.

La Figura 5.20 mostra la mappa di colori nella semi-sezione del tubo alla fine dell'analisi, mentre nel grafico di Figura 5.21 le due curve (sperimentale e numerica) sono messe a confronto. Come si può notare, la riproduzione è molto fedele.



**Figura 5.20. Distribuzione di temperatura mediante la mappa dei colori di Marc Mentat**



**Figura 5.21. Le curve di temperatura dell'acqua misurata e calcolata al *fem*: gli andamenti sono molto simili**

## **MODELLO 2: CON ANELLO METALLICO**

### **Elementi e geometria**

Le caratteristiche sono le stesse del modello precedente.

### **Materiali**

I materiali associati al modello e le relative proprietà termiche sono riassunte in Tabella 5.5: in questo caso si considerano la barriera di vapore, l'acqua e l'acciaio AISI 310s che costituisce l'anello metallico.

	Barriera di vapore	Acqua	AISI 310s
<b>Conducibilità (W/m°C)</b>	0.08	25	15
<b>Calore specifico (J/kg°C)</b>	4186	4186 + <i>table</i>	500
<b>Densità di massa (kg/m<sup>3</sup>)</b>	1000	1000	7800

**Tabella 5.5. Proprietà dei materiali del modello con anello metallico**

La Figura 5.22 mostra il particolare della *mesh* con la legenda che distingue i tre materiali.

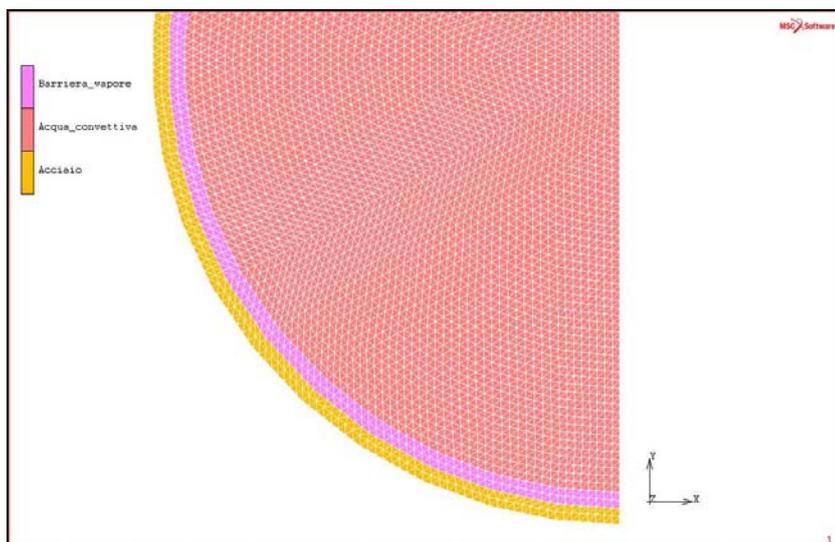
### **Condizioni iniziali e condizioni al contorno**

Come nel caso precedente, in condizioni iniziali tutto il corpo è alla temperatura di 16°C, in base alle misure sperimentali.

Per quanto concerne le condizioni al contorno, rimane l'imposizione di flusso nullo sulla linea di simmetria centrale, ma anziché la temperatura fissata, su tutto la frontiera esterna del metallo si è assegnata la condizione *edge film*, che considera lo scambio termico per convezione.

In precedenza si era evidenziato come non fosse più di tanto influente la divisione dell'anello in zone a diversa temperatura, ma potesse bastare un temperatura media uniforme: questo era tornato utile come semplificazione dell'analisi precedente. In questa fase, potendo usufruire delle curve di temperatura misurate dalle varie termocoppie posizionate ad 1mm di distanza, si è ritenuto opportuno operare nel modo più corretto: pertanto, si è divisa la semi-circonferenza in altrettante zone, in cui al parametro *ambient temperature* si sono associate le varie misurazioni a regime. Per ogni zona, quindi, si sono dovuti selezionare opportuni *film coefficients*.

Per avere un riscontro, in questo passaggio, ci si è potuti basare, oltre che sul confronto con la curva di salita di temperatura dell'acqua, anche sulla temperatura del bordo esterno dell'acciaio, che, in base alle misure, avrebbe dovuto aggirarsi intorno ad un *range* 280-300°C.



**Figura 5.22. Particolare dei materiali e mesh**

Riferimenti di letteratura avrebbero suggerito, di primo acchito, valori di coefficienti di convezione dell'ordine di  $6-300 \text{ W/m}^2\text{C}$ , passando da condizioni di aria calma a regimi di moto turbolento: di qui, l'idea iniziale di effettuare primi tentativi assumendo valori di  $200-300 \text{ W/m}^2\text{C}$ .

In seguito, ci si è accorti che, invece, valori pertinenti fossero di gran lunga inferiori. In effetti, ha senso considerare intensità molto maggiori per altri fenomeni convettivi più turbolenti: un esempio, le condizioni di scambio termico metallo-aria in un fascio tubiero. Laddove si sono correttamente assegnate diverse temperature alle diverse zone, per quanto riguarda i coefficienti di convezione, dopo alcuni tentativi, si è optato per assumere un unico valore per i vari settori dell'anello: ciò giustificato dal fatto che, per quanto diverse, l'ordine di grandezza delle cinque temperature rilevate sia in questi termini analogo.

La Tabella 5.6 riassume tali valori.

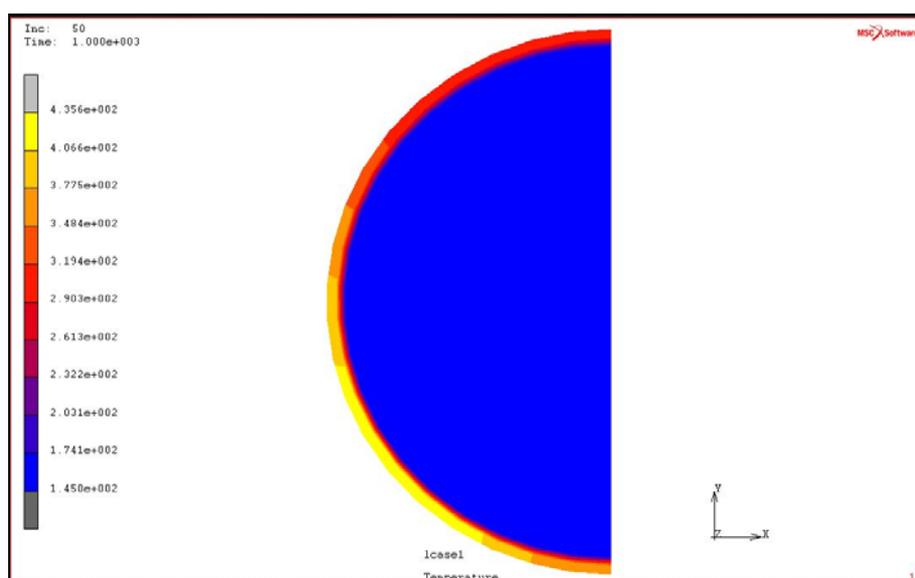
	<i>Amb. temperature</i>	<i>Film coefficient</i>
<b>Zona 1</b>	583	35
<b>Zona 2</b>	1059	35
<b>Zona 3</b>	814	35
<b>Zona 4</b>	548	35
<b>Zona 5</b>	524	35

**Tabella 5.6. Valori di *edge film* sul bordo esterno dell'anello**

### Analisi e risultati

L'analisi ha le stesse caratteristiche del modello a temperatura imposta.

La Figura 5.23 riporta la mappa dei colori che delinea le diverse zone di temperatura. Dalla lettura dei risultati, emerge che il problema è stato interpretato nel modo corretto: ne è conferma il grafico di Figura 5.24, da cui si osserva come la curva simulata al *fem* ricalchi molto bene quella sperimentale.



**Figura 5.23. Distribuzione di temperatura mediante la mappa dei colori di Marc Mentat**

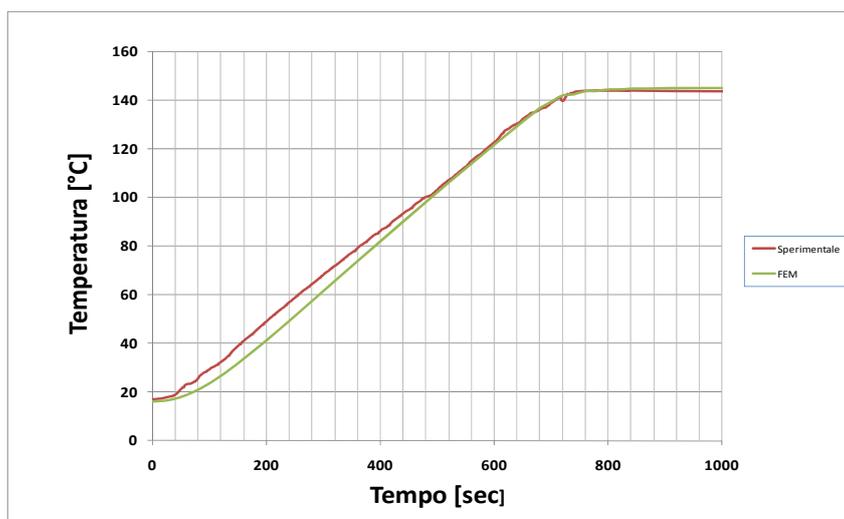


Figura 5.24. Le curve di temperatura dell'acqua misurata e calcolata al *fem*: gli andamenti sono molto simili

## 5.5 Conclusioni

Il tema della resistenza al fuoco degli impianti navali non rappresentava un problema finchè questi erano costituiti esclusivamente da materiali metallici.

La volontà di un impiego sempre più massiccio delle materie plastiche lo ha reso un fattore non trascurabile, ma, fino ad oggi, è stato approcciato in maniera molto marginale e per applicazioni specifiche, senza peraltro ottenere ottemperanza ai regolamenti vigenti (cfr. Capitolo 1, Paragrafo 1.4.3.2).

Le precise richieste della normativa IMO A.18/Res. 753, riassunte nei tre livelli di servizio descritti al Paragrafo 5.2.1, costringono il progettista ad effettuare un'analisi attenta delle numerose variabili in gioco per comprendere il comportamento fisico dell'elemento sottoposto a carichi termici. Il prototipo finale, infatti, dovrà sì superare i *test*, ma nello stesso tempo garantire delle geometrie che non si discostino troppo da quelle di impiego ordinario, in termini di sezione passante e spessori.

Lo *step* successivo della ricerca consisterà nel ripetere le simulazioni precedenti su un modello multistrato: questo comporterà anche l'individuazione di un materiale intumescente idoneo. Tale materiale dovrà resistere alle condizioni di prova e necessiterà di un metodo di incollaggio opportuno.

Volendo riassumere i risultati sin qui perseguiti, si può dunque affermare che: innanzitutto la prima parte del lavoro imprescindibile è stata affrontata, in secondo luogo è stata proposta una base per la corretta modellazione numerica di *case study* analoghi a quello ivi presentato.

## Conclusioni

La recente evoluzione legislativa in materia di impianti tecnologici, accompagnata da un'estesa e innovativa normazione europea (raccolta nelle norme EN) e nazionale (raccolta nelle norme UNI), ha imposto sia al progettista sia all'esecutore degli impianti una profonda revisione delle proprie conoscenze.

L'obbligo attuale di certificazione non lascia più spazio a imperfezioni, dimenticanze o carenze tecnologiche: le problematiche di adeguamento sono oggi più impegnative e, molto sovente, difficoltose in quanto necessitano della conoscenza delle innovazioni che la ricerca applicata ed il mercato rendono disponibili.

L'utilizzo di materiali poliolefinici nel campo dell'impiantistica civile e industriale è una realtà ormai ben consolidata da anni: tante le ragioni che contribuiscono ad un progressivo ed incessante abbandono del metallo per questo genere di applicazioni (cfr. Cap. 2, paragrafo 2.1).

Questi materiali e i prodotti che ne derivano possono offrire un servizio di grande qualità unitamente ad un contenimento di costi non trascurabile, ma perchè ciò sia possibile devono essere studiati in modo accurato e dettagliato: è necessario, dunque, accrescerne il livello di ingegnerizzazione.

Nel settore navale, che già per sua natura presenta numerose criticità logistiche, le problematiche sono ancora più complesse: questo sicuramente un motivo per cui la presente tecnologia è in ritardo rispetto ai settori ordinari.

Solo negli ultimissimi anni vi sta trovando impiego, non senza creare disagi a progettisti e installatori.

Il lavoro oggetto del presente documento offre diversi spunti innovativi nella ricerca e nello sviluppo in questo ambito e la tesi mette in rilievo il fatto che i riscontri pratici dell'attività possono essere immediati.

Gli elementi di raccorderia del sistema di adduzione hanno trovato la corretta possibilità di applicazione e sono stati adattati a *lay-out* e condizioni di lavoro nuovi.

Per quanto riguarda l'impianto di scarico, le installazioni di tubazioni in plastica troveranno terreno sempre più fertile, avendo eliminato le possibili difficoltà applicative dovute al funzionamento in pressione e depressione.

Infine, sono state poste le basi per fronteggiare una questione piuttosto spinosa: il pericolo degli incendi a bordo.

Quanto affrontato in merito a tale tematica rimane ovviamente il punto di partenza per studi che saranno portati avanti in un futuro: il raggiungimento degli obiettivi potrebbe allargare ancora di più il mercato di questi materiali al settore delle navi da crociera.

In conclusione, si pone l'accento sul fatto che un adeguato grado di ingegnerizzazione nel mondo industriale permette oggi di ottenere in tempi rapidi ottime soluzioni per nuove applicazioni e di adeguare i prodotti esistenti alle diverse necessità di un mondo in veloce evoluzione.

## Bibliografia

- [1] A.18/Res. 753 IMO (1993). *Guidelines for the application of plastic pipes on ships*, London: International Maritime Organisation.
- [2] Belloni G., Lo Conte A. (2002). *Costruzione di macchine: resistenza dei materiali e sicurezza*, Milano: Ulrico Hoepli Editore S.p.A.
- [3] Biron M. (2007). *Thermoplastics and Thermoplastic Composites*, Oxford: Elsevier Ltd.
- [4] Bizzarrini G., Marzi A. (2008). *Norme per la progettazione ed il montaggio delle tubazioni di scarico in Polipropilene sistema "COES s.p.a. BLUEPOWER"*, Pioltello: COES s.p.a., riservato e confidenziale.
- [5] Boote D., Cavadini A. *Manuale per l'impiantistica navale*, Manno: Geberit Marketing e Distribuzione SA.
- [6] Boote D., Cavadini A.. *Sistemi Geberit per l'impiantistica navale*, Manno: Geberit Marketing e Distribuzione SA.
- [7] Branzi N., Franceschi C. (1987). *Elementi di chimica*, Napoli: Loffredo.
- [8] Cataldo F. (1994). *Introduzione alla chimica macromolecolare: chimica della gomma e delle materie plastiche*, Roma: Lupi Chemical Research Institute.
- [9] Cengel Y. A. (1998). *Introduction to Thermodynamics and Heat transfer*, Milano: McGraw-Hill Companies, Inc.
- [10] Cheli F., Diana G. (1993). *Dinamica e vibrazioni dei sistemi meccanici*, vol. 1, Milano: UTET Università .

- [11] Cheli F., Diana G. (1993). *Dinamica dei sistemi meccanici*, vol. 2, Milano: UTET Università.
- [12] Cigada A., Pedferri P. (1998). *Elementi di corrosione e protezione dei materiali metallici*, Milano: CittàStudi.
- [13] Citrini D., Nosedà G. (1987). *Idraulica*, Milano: CEA.
- [14] Danusso F. (1980). *Chimica macromolecolare*, Milano: Clup.
- [15] Doerffer S.S., Pioro I.L., Rohsenow W. (2004). "Nucleate pool-boiling heat transfer. I: review of parametric effects of boiling surface", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, no. 23, 5033-5044.
- [16] Fiori M., Re Cecconi F. (2010). *Impianti di raccolta e scarico delle acque*, Milano: Maggioli Editore.
- [17] Fiori M., Re Cecconi F. (2010). *Impianti idrico-sanitari*, Milano: Maggioli Editore.
- [18] Gallizio A. (1987). *Impianti sanitari. Progettazione e tecnica d'installazione degli impianti idraulico-sanitari nell'interno degli edifici*, Milano: Ulrico Hoepli Editore S.p.A.
- [19] Gransart S. (Ministère de la défense française) (2008). "Fire & mechanical Behaviour of Composite Pipes for Military Naval Application", *Proceedings of Fire Resistance in Plastics 2008*, Cologne,.
- [20] Greggi B., Mazzini F. (2009). *Analisi di rischio incendio con approccio deterministico*, Roma: Utet Scienze Tecniche.
- [21] Janson L. E. (1999). *Plastics Pipes for Water Supply and Sewage Disposal*, Stockholm: Lars-Eric Janson and Borealis.
- [22] Lang K.C., Martin L.H. (1933). "The thermal conductivity of water", *Proceedings of the Physical Society*, Melbourne, vol. 45, no. 4, 523-529.
- [23] Loconsolo V., Nobili L. (1995). *Manuale degli Ottoni*, Milano: IIR.
- [24] Ministero dello Sviluppo Economico (2007). Legge finanziaria 2007, documento di sintesi predisposto dal Governo.
- [25] Ministero dello Sviluppo Economico (2008). *Condizioni, criteri e modalità per la concessione di agevolazioni a favore di progetti di*

- innovazione industriale «Nuove tecnologie per il Made in Italy»*,  
Gazzetta Ufficiale n. 205 del 2-9-2008.
- [26] MSC.Software Corporation (2004). *Msc Marc Mentat User Manual*, Santa Ana.
- [27] MSC.Software Corporation (2004). *Msc Patran User Manual*, Santa Ana.
- [28] UNI EN 1451-1 (2000). *Sistemi di tubazioni di materia plastica per scarichi (a bassa ed alta temperatura) all'interno dei fabbricati. Polipropilene (PP). Specifiche per tubi, raccordi e per il sistema*, Milano: UNI, Ente Nazionale Italiano di Unificazione.
- [29] UNI EN ISO 15874 (parti 1-5) (2005). *Sistemi di tubazioni di materie plastiche per le installazioni di acqua calda e fredda. Polipropilene (PP)*, Milano: UNI, Ente Nazionale Italiano di Unificazione.
- [30] Wang Y., Zhang F., Zhang J. (2007). "Modeling study on the combustion of intumescent fire-retardant polypropylene", *eXPRESS Polymer Letters*, vol. 1, no. 3, 157-165.
- [31] COES s.p.a. *Manuale di scarico*.
- [32] Brescia: Valsir S.p.a. *Sistemi di scarico all'interno degli edifici*.
- [33] COES s.p.a. *Norme per la progettazione ed il montaggio delle tubazioni di scarico in Polipropilene sistema "COES s.p.a. COESTHERM"*, Pioltello.
- [34] COES s.p.a.. *Manuale di adduzione e riscaldamento*, Pioltello.
- [35] Zicherman J. B. (2003). "Plastic Pipe and Fire Safety", *PMEngineer*, issue 10.
- [36] Zicherman, J.B., (1992). "Performance of Plastic Plumbing and Electrical Products in Fire-Resistive Assemblies," *Fire Hazard and Fire Risk Assessment*, ASTM STP 1150, M. Hirschler, Editor