



UNIVERSITÀ
POLITECNICA
DELLE MARCHE

FACOLTÀ DI INGEGNERIA
CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

Analisi e simulazione di un tubo soggetto al processo di swaging

**Analysis and simulation using FEA
of a pipe subject to the swaging process**

Candidato:
Mattia Tirabassi

Relatore:
Prof. Marco Rossi

Correlatore:
Ing. Angelo Ferrulli

Anno Accademico 2019-2020



UNIVERSITÀ
POLITECNICA
DELLE MARCHE

FACOLTÀ DI INGEGNERIA
CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

Analisi e simulazione di un tubo soggetto al processo di swaging

**Analysis and simulation using FEA
of a pipe subject to the swaging process**

Candidato:
Mattia Tirabassi

Relatore:
Prof. Marco Rossi

Correlatore:
Ing. Angelo Ferrulli

Anno Accademico 2019-2020

UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE
FACOLTÀ DI INGEGNERIA
CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA
Via Brecce Bianche – 60131 Ancona (AN), Italy

*A chi mi ha insegnato che l'importante é non diventare grigi.
Soprattutto, a chi mi ha mostrato i colori.*

Ringraziamenti

Un sincero ringraziamento ad Angelo, per aver messo a mia disposizione, nonostante la situazione, il suo tempo e la sua pazienza per permettermi di capire, svolgere e completare questo lavoro.

Un ringraziamento anche al Prof. Rossi, per i consigli e la disponibilità nella risoluzione dei problemi di ogni sorta che si sono presentati.

Senza di loro non sarei arrivato fin qui.

Ancona, Giugno 2020

Mattia Tirabassi

Abstract

At the Paris climate conference (COP 21), in December 2015, 195 countries adopted the first-ever, universal legally binding global climate change agreement. With this agreement, entered into force on the 4 November 2016, the goal was set to achieve a zero climate impact future by 2050 and to limit the increase in global average temperature to $1,5^{\circ}\text{C}$ [1]. The main strategy for pursuing these results has been identified in the decarbonisation of energy, promoting and increasing the energy supplies from renewable sources. Although the commitment and efforts in this direction are always growing, fossil fuels are an important and essential resource to meet the global energy needs still nowadays.

The procurement and supply of fossil fuels takes place mainly by land and by sea. In this second case, offshore and subsea infrastructures are used, which must withstand complex and varied loads over time; they must also ensure an adequate thermal insulation to avoid heat loss and problems during the transportation of the fuel. Over the years, many different construction methods have been developed, in order to obtain the desired characteristics in terms of resistance and insulation: among these there is the pipe in pipe (PIP) method. In PIP, each section in which a subsea pipeline is divided is constructed using two coaxial pipes of different diameters: an inner pipe, with the smaller diameter, and an outer pipe. The outer pipe undergoes plastic deformation processes to reduce the diameter at the edge, to allow itself being welded on the inner pipe and the interspace between the two pipes is filled with insulating material to avoid heat loss. The various segments then are joined by welding, thus creating the pipeline. A fundamental role is therefore played by the material with which the pipes are made: studying their behaviour and properties after manufacturing processes allows to identify and prevent any critical issues of the system, thus improving its performance.

Although the direct investigation of samples of material through experimental tests allows to obtain the sought information in a certain way, on the other hand it represents a cost, in economic, time and product terms, as the extraction of the sample to be analyzed involves the destruction of a specimen. However, with the advent of computer science it was possible to implement the mathematical models underlying the continuum mechanics, allowing the birth of finite element methods. Due to the development of increasingly high-performance calculation technologies and their accessibility, analysis using finite element methods (FEA) has become a stable and a concrete support for engineering, in the most various application areas. Among these, the simulation of experimental tests on materials. However, the

reliability of the results obtained through FEA can't prescind a careful preliminary study of the considered problem.

The present elaborate pursues the goal of studying the properties of the material of the outer pipe of a PIP pipeline following a swaging process: both the deformation process and the tensile test are simulated using the FEM software ABAQUS. Since the outer pipe undergoes a plastic deformation, the hardening phenomena are taken into consideration. The thesis is a theoretical work not related to a specific technologies existing on the market. The aim is to better understand the capabilities of the commercial Finite Element Models. In the first chapter, how to build submarine pipelines with the PIP method and the plastic deformation process which the outer pipe undergoes are illustrated, in order to have a clear view of what will be simulated. In the second chapter, the general behavior of a material, its parameters, the plasticity models and the tensile test, that allows to obtain the desired data, are described. The hardening phenomena are also addressed and its main theoretical models are indicated, which are considered in the analysis. Then, in the third chapter, the specific case of study, with its geometry and its material, and the construction of the model on the ABAQUS software are illustrated. Eventually, in the fourth and final chapter, the data obtained from the simulations are reported, followed by a final discussion.

Sommario

Nel dicembre 2015, alla conferenza sul clima di Parigi (COP21), 195 paesi hanno adottato il primo accordo universale giuridicamente vincolante riguardante il clima mondiale. In tale accordo, entrato in vigore il 6 novembre 2016, si è fissato l'obiettivo di raggiungere entro il 2050 un futuro ad impatto climatico zero e di contenere al di sotto di $1,5^{\circ}C$ l'aumento della temperatura mondiale [1]. La principale strategia per perseguire tali risultati è stata individuata nella decarbonizzazione dell'energia, promuovendo e incrementando la fornitura di energia da fonti rinnovabili. Sebbene l'impegno e gli sforzi in tale direzione siano sempre crescenti, ad oggi i combustibili fossili costituiscono ancora un'importante e imprescindibile risorsa per soddisfare il fabbisogno energetico mondiale.

L'approvvigionamento e la fornitura di combustibili fossili avvengono principalmente via terra e via mare. Nel secondo caso, si utilizzano infrastrutture offshore e sottomarine, che nel tempo devono resistere a carichi complessi e di varia natura; devono, inoltre, garantire un adeguato grado di isolamento per evitare dispersione termica e l'incorrere di problemi durante il trasporto del combustibile. Negli anni si sono sviluppati differenti metodi realizzativi di tali infrastrutture, al fine di ottenere le caratteristiche desiderate in termini di resistenza ed isolamento: tra questi vi è il pipe in pipe (PIP). Nel PIP, ciascun segmento in cui una condotta sottomarina è suddivisa è costruito utilizzando due tubi coassiali di differente diametro: un inner pipe, dal diametro minore, e un outer pipe. L'outer pipe subisce processi di deformazione plastica di riduzione del diametro al bordo, per permetterne la saldatura sull'inner pipe e l'intercapedine tra i due tubi viene riempita con materiale isolante per evitare la dispersione termica. I vari segmenti sono a loro volta uniti tramite saldatura in testa, realizzando così la condotta. Ruolo fondamentale è dunque svolto dal materiale con cui tali sistemi vengono realizzati: studiarne il comportamento e le proprietà successivamente ai processi di lavorazione subiti per la messa in opera permette di individuare e prevenire le eventuali criticità del sistema, migliorandone così le prestazioni.

Sebbene l'indagine diretta su campioni di materiale tramite prove sperimentali permetta di ottenere le informazioni ricercate in modo certo, di contro rappresenta un costo da sostenere, in termini economici, di tempo e di prodotto, in quanto l'estrazione del campione da analizzare comporta la distruzione di un esemplare. Con l'avvento dell'informatica è stato però possibile implementare i modelli matematici alla base della meccanica dei continui, permettendo la nascita dei metodi agli elementi finiti. Grazie allo sviluppo di tecnologie di calcolo sempre più performanti e alla

loro accessibilità, l'analisi tramite metodi agli elementi finiti (FEA) è diventata un concreto e stabile supporto all'ingegneria, nei più diversi ambiti applicativi. Tra questi, anche la simulazione delle prove sperimentali sui materiali. L'affidabilità dei risultati ottenuti tramite FEA non prescinde, ad ogni modo, da un accurato studio preliminare del problema considerato.

L'elaborato che viene presentato persegue l'obiettivo di studiare le proprietà del materiale dell'outer pipe di una condotta PIP in seguito ad un processo di swaging: sia il processo di deformazione sia la prova di trazione sono simulati mediante il software FEM ABAQUS. Poiché l'outer pipe subisce una deformazione plastica, si prende in considerazione anche il fenomeno dell'hardening. Inoltre, questa tesi è un lavoro teorico non correlato a tecnologie specifiche esistenti sul mercato ma ha lo scopo di comprendere meglio le capacità dei modelli di elementi finiti commerciali. Nel primo capitolo, si illustra brevemente la modalità di realizzazione delle condotte sottomarine con il metodo PIP e il processo di deformazione plastica subito dall'outer pipe, al fine di avere una visione chiara di cosa si andrà a simulare.

Nel secondo capitolo, si descrive il comportamento generale di un materiale, i parametri che lo caratterizzano, i modelli di plasticità e la prova di trazione, il test sperimentale che permette di ottenere i dati in merito. Si affronta, inoltre, il fenomeno dell'hardening e si indicano i suoi principali modelli teorici, che sono considerati nell'analisi.

Si illustra poi, nel terzo capitolo, lo specifico caso di studio e la costruzione del modello sul software ABAQUS.

Infine, nel quarto ed ultimo capitolo, si riportano i risultati ottenuti dalle simulazioni condotte, cui segue una discussione conclusiva.

Indice

1	Sistemi pipe-in-pipe	1
1.1	Introduzione	1
1.2	Sistemi di produzione subsea	2
1.2.1	Sistemi di distribuzione	2
1.2.2	Sistemi di controlli subsea	2
1.2.3	Sistema ombelicale	2
1.2.4	Wellhead	3
1.2.5	Collettori	4
1.2.6	Jumper	4
1.2.7	Condotte subsea	4
1.2.8	Riser	6
1.3	Sistemi pipe-in-pipe (PIP)	7
1.3.1	Perché utilizzare i sistemi PIP	7
1.3.2	Design strutturale	8
1.3.3	Scelta del materiale	11
1.3.4	Design termico	11
1.3.5	Fabbricazione e installazione	14
1.4	Processo di swaging	14
1.4.1	Realizzazione del processo di swaging	15
2	Comportamento dei materiali	19
2.1	Introduzione	19
2.2	Risposta di un materiale	19
2.2.1	Grafico stress-strain	20
2.2.2	Stress e strain ingegneristici	21
2.2.3	True stress e true strain	23
2.2.4	Campo elastico	24
2.2.5	Campo plastico	27
2.3	Prova di trazione monoassiale	31
2.3.1	Provino per la prova di trazione	32
2.4	Plasticità	33
2.4.1	Microplasticità	34
2.4.2	Plasticità nei continui	36
2.5	Hardening	43
2.5.1	Hardening isotropo	43

Indice

2.5.2	Hardening cinematico	44
2.5.3	Hardening combinato	46
3	Caso di studio	49
3.1	Introduzione	49
3.2	Caso di studio	49
3.2.1	Geometria	50
3.2.2	Materiale	52
3.3	Costruzione del modello	58
3.3.1	Geometria e mesh	58
3.3.2	Materiale	62
3.3.3	Assembly e contatti	63
3.3.4	Model change	64
3.3.5	Step e vincoli	65
3.3.6	Output e Job	67
4	Risultati	69
4.1	Introduzione	69
4.2	Post-processing	70
4.3	Analisi condotte	73
4.3.1	Caso 1	73
4.3.2	Caso 2	118
5	Conclusioni	125

Elenco delle figure

1.1	Numero di impianti (1.1a) e massima profondità raggiunta (1.1b) per ogni anno dal 1955 al 2005	1
1.2	Dettaglio di un sistema ombelicale	3
1.3	Subsea wellhead	4
1.4	Esempio di collettore subsea	5
1.5	Metodi di trasmissione del calore	12
1.6	Distribuzione della temperatura attraverso gli strati di una condotta	13
1.7	Principali concept per il rotary swaging. (a) Standard rotary swager, (b) Stationary-spindle swager, (c) Creeping-spindle swager, (d) Alternate-blow swager, (e) Die-closer swager	16
1.8	Influenza della deformazione a freddo ad opera del processo di swaging sulle proprietà meccaniche di leghe diverse. (a) acciai al carbonio, (b) leghe di rame, (c) acciai per utensili, (d) Titanio commerciale puro, (e) leghe alto resistenziali, (f) acciai inossidabili. TS: tensile strength; YS: yielding strength	17
2.1	Grafico stress-strain generico e principali caratteristiche (a); resilienza (b); tenacità a trazione (c).	22
2.2	Confronto tra la curva stress-strain ingegneristica e la curva true stress-true strain di un acciaio	23
2.3	Tratto elastico lineare di un grafico stress-strain in fase di carico e scarico per il campo elastico	24
2.4	Curva forza-distanza interatomica per materiali con legami deboli e forti	25
2.5	Allungamento assiale e contrazioni laterali generate da una sollecitazione di trazione	27
2.6	Esempi di campo plastico di un materiale metallico generico (a) e di alcuni acciai (b).	28
2.7	Carico e scarico di un materiale in campo plastico: la fase di scarico segue una retta inclinata di E , modulo elastico del materiale. In un nuovo ciclo di carico, lo snervamento si verifica ad un valore di stress differente, in questo caso maggiore	29
2.8	Curva stress-strain ingegneristica con le deformazioni messe in evidenza nei vari punti. Il punto M corrisponde all'incipiente necking.	30
2.9	Schema della macchina con cui esegue una prova di trazione monoassiale	32

Elenco delle figure

2.10	Provino circolare per la prova di trazione monoassiale e sue dimensioni.	33
2.11	Provini piatti per la prova di trazione monoassiale.	33
2.12	Scorrimento dei piani cristallini all'interno di un reticolo cristallino .	35
2.13	Prova di trazione eseguita su un monocristallo di zinco (a) e schema di una prova di trazione eseguita su un monocristallo (b)	35
2.14	Monocristallo soggetto a carico di trazione in direzione \hat{t} , con piano di scorrimento di normale \hat{n} e direzione di scorrimento \hat{s}	36
2.15	Dipendenza della resistenza allo snervamento di un monocristallo rispetto all'angolo tra asse del monocristallo e piano basale.	37
2.16	Regione cilindrica individuata dal criterio di Von Mises nello spazio delle tensioni principali. La retta H individua l'asse del cilindro passante per l'origine.	40
2.17	Ellisse di Von Mises nel caso in cui $\sigma_3 = 0$	40
2.18	Espansione dell'ellisse di Von Mises nel caso di hardening isotropo .	44
2.19	Modifica della superficie di snervamento nel caso di hardening isotropo.	45
2.20	Ellisse di Von Mises nel caso di hardening cinematico.	46
2.21	Ellisse di Von Mises nel caso di hardening combinato.	46
3.1	Macchina commerciale per eseguire il processo di swaging su componenti di piccole dimensioni. Immagine tratta dal sito www.apexfluid.co.uk	50
3.2	Geometria iniziale dell'outer pipe.	51
3.3	Geometria finale dell'outer pipe, dopo aver subito il processo di swaging.	51
3.4	Curve stress-strain secondo il modello di Ramberg-Osgood in coordinate lineari (a) e logaritmiche (b) per un acciaio avente $E = 210GPA$, $H = 766.5Mpa$ e $n = 0.0601$. Le linee tratteggiate rappresentano le componenti elastiche e plastiche.	53
3.5	Curva stress strain ingegneristica e curva true stress-true strain ricostruita tramite il modello di Ramberg-Osgood definito in Eq. 3.4. . .	55
3.6	Curva stress-strain ingegneristica e curva true stress-true strain ricostruita tramite il modello di Ramberg-Osgood definito in Eq. 3.4 nel caso di Lüders Plateau.	56
3.7	Part dell'outer pipe realizzata in Abaqus: vista prospettica (a), vista frontale (b) e vista laterale(c).	59
3.8	Dimensioni e geometria usata per la partizione tramite sweep del provino circolare per la prova di trazione	59
3.9	Piani di partizioni nel primo caso di analisi.	60
3.10	Piani di partizioni nel secondo caso di analisi.	61
3.11	Vari dettagli della mesh dell'outer pipe e del provino circolare. . . .	61
3.12	Modello e mesh di una singola piastra. L'elemento tratteggiato in giallo è l'asse di rivoluzione.	62
3.13	Curve true relative al campo plastico del materiale implementate nel modello: caso standard (a) e caso con Lüders Plateau (b).	64

3.14	Assembly del modello	65
3.15	Operazioni di model change ed estrazione del provino circolare da sottoporre alla prova di trazione	66
4.1	Set di nodi relativi a sezione anteriore e posteriore del tratto utile e superficie dell'afferraggio anteriore del provino circolare.	70
4.2	Path delle fibre esterne, medie ed interne del tratto utile del provino circolare.	70
4.3	Path lungo le fibre esterne, medie ed interne dell'outer pipe.	70
4.4	Situazione al termine dello step 1, in cui le piastre sono completamente applicate sull'outer pipe.	71
4.5	Situazione al termine dello step 2, in cui le piastre sono completamente rimosse.	72
4.6	Posizione del provino nei due casi analizzati.	73
4.7	Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre esterne dell'outer pipe nel caso di hardening isotropo senza Lü Plateau al termine dello step 1 (a) e dello step 2 (b).	77
4.8	Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre medie dell'outer pipe nel caso di hardening isotropo senza Lü Plateau al termine dello step 1 (a) e dello step 2 (b).	78
4.9	Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre interne dell'outer pipe nel caso di hardening isotropo senza Lü Plateau al termine dello step 1 (a) e dello step 2 (b).	79
4.10	Caso 1 - Distribuzione degli stress e degli strain residui lungo le fibre esterne, medie ed interne del tratto utile del provino circolare nel caso di hardening isotropo senza Lü Plateau.	80
4.11	Provino circolare nel caso isotropo senza Lüders Plateau dopo la prova di trazione	81
4.12	Caso 1 - andamento della forza e dello stress durante la prova di trazione nel caso di hardening isotropo senza Lü Plateau.	81
4.13	Caso 1 - andamento degli spostamenti medi e dello strain durante la prova di trazione nel caso di hardening isotropo senza Lü Plateau.	82
4.14	Caso 1 - Curva ingegneristica del materiale nel caso di hardening isotropo senza Lüders Plateau.	83
4.15	Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre esterne dell'outer pipe nel caso di hardening isotropo con Lü Plateau al termine dello step 1 (a) e dello step 2 (b).	85
4.16	Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre medie dell'outer pipe nel caso di hardening isotropo con Lü Plateau al termine dello step 1 (a) e dello step 2 (b).	86

Elenco delle figure

4.17	Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre interne dell'outer pipe nel caso di hardening isotropo con Lü Plateau al termine dello step 1 (a) e dello step 2 (b).	87
4.18	Caso 1 - Distribuzione degli stress e degli strain residui lungo le fibre esterne, medie ed interne del tratto utile del provino circolare nel caso di hardening isotropo con Lü Plateau.	88
4.19	Provino circolare nel caso isotropo con Lüders Plateau dopo la poprva di trazione	89
4.20	Caso 1 - andamento della forza e dello stress durante la prova di trazione nel caso di hardening isotropo con Lü Plateau.	89
4.21	Caso 1 - andamento degli spostamenti medi e dello strain durante la prova di trazione nel caso di hardening isotropo con Lü Plateau.	90
4.22	Caso 1 - Curva ingegneristica del materiale nel caso di hardening isotropo con Lüders Plateau.	91
4.23	Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre esterne dell'outer pipe nel caso di hardening cinematico multilineare senza Lü Plateau al termine dello step 1 (a) e dello step 2 (b).	93
4.24	Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre medie dell'outer pipe nel caso di hardening cinematico multilineare senza Lü Plateau al termine dello step 1 (a) e dello step 2 (b).	94
4.25	Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre interne dell'outer pipe nel caso di hardening cinematico multilineare senza Lü Plateau al termine dello step 1 (a) e dello step 2 (b).	95
4.26	Caso 1 - Distribuzione degli stress e degli strain residui lungo le fibre esterne, medie ed interne del tratto utile del provino circolare nel caso di hardening cinematico multilineare senza Lü Plateau.	96
4.27	Provino circolare nel caso cinematico multilineare senza Lüders Plateau dopo la prova di trazione	97
4.28	Caso 1 - andamento della forza e dello stress durante la prova di trazione nel caso di hardening cinematico multilineare senza Lü Plateau.	97
4.29	Caso 1 - andamento degli spostamenti medi e dello strain durante la prova di trazione nel caso di hardening cinematico multilineare senza Lü Plateau.	98
4.30	Caso 1 - Curva ingegneristica del materiale nel caso di hardening cinematico multilineare senza Lüders Plateau.	99
4.31	Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre esterne dell'outer pipe nel caso di hardening combinato senza Lü Plateau al termine dello step 1 (a) e dello step 2 (b).	101
4.32	Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre medie dell'outer pipe nel caso di hardening combinato senza Lü Plateau al termine dello step 1 (a) e dello step 2 (b).	102

4.33	Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre interne dell'outer pipe nel caso di hardening combinato senza Lü Plateau al termine dello step 1 (a) e dello step 2 (b).	103
4.34	Caso 1 - Distribuzione degli stress e degli strain residui lungo le fibre esterne, medie ed interne del tratto utile del provino circolare nel caso di hardening combinato senza Lü Plateau.	104
4.35	Provino circolare nel caso combinato senza Lüders Plateau dopo la prova di trazione	105
4.36	Caso 1 - andamento della forza e dello stress durante la prova di trazione nel caso di hardening combinato senza Lü Plateau.	105
4.37	Caso 1 - andamento degli spostamenti medi e dello strain durante la prova di trazione nel caso di hardening combinato senza Lü Plateau.	106
4.38	Caso 1 - Curva ingegneristica del materiale nel caso di hardening combinato senza Lüders Plateau.	107
4.39	Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre esterne dell'outer pipe nel caso di hardening combinato con Lü Plateau al termine dello step 1 (a) e dello step 2 (b).	109
4.40	Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre medie dell'outer pipe nel caso di hardening combinato con Lü Plateau al termine dello step 1 (a) e dello step 2 (b).	110
4.41	Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre interne dell'outer pipe nel caso di hardening combinato con Lü Plateau al termine dello step 1 (a) e dello step 2 (b).	111
4.42	Caso 1 - Distribuzione degli stress e degli strain residui lungo le fibre esterne, medie ed interne del tratto utile del provino circolare nel caso di hardening combinato con Lü Plateau.	112
4.43	Provino circolare nel caso combinato con Lüders Plateau dopo la prova di trazione	113
4.44	Caso 1 - andamento della forza e dello stress durante la prova di trazione nel caso di hardening combinato con Lü Plateau.	113
4.45	Caso 1 - andamento degli spostamenti medi e dello strain durante la prova di trazione nel caso di hardening combinato con Lü Plateau.	114
4.46	Caso 1 - Curva ingegneristica del materiale nel caso di hardening combinato con Lüders Plateau.	115
4.47	Caso 1 - confronto delle curve ingegneristiche ottenute dall'analisi con la curva iniziale del materiale.	117
4.48	Caso 2 - configurazione inclinata del provino circolare prima della simulazione della prova di trazione.	118
4.49	Caso 2 - Confronto delle curve stress-strain ottenute con i diversi modelli di hardening con la curva iniziale	119
4.50	Caso 2 - path definito sulla semicirconferenza del tratto utile del provino	120

Elenco delle figure

4.51	Caso 2 - andamento della forza e dello stress durante la prova di trazione nel caso di hardening cinematico multilineare.	121
4.52	Caso 2 - andamento degli spostamenti medi e dello strain durante la prova di trazione nel caso di hardening cinematico multilineare.	122
4.53	Caso 2 - andamento dello stress flessionale nel tempo e rispetto lo strain durante la prova di trazione nel caso di hardening cinematico multilineare.	123
4.54	Caso 2 - confronto della curva corretta nel caso di hardening cinematico multilineare con la curva iniziale	124

Elenco delle tabelle

1.1	Materiali isolanti per sistemi PIP [2]	15
1.2	Valori massimi di riduzione di area tramite processo di swaging a freddo per i differenti materiali [3]	18
2.1	Valori del modulo elastico, modulo di taglio e coefficiente di Poisson per alcuni materiali metallici	25
3.1	Dimensioni iniziali dell'outer pipe.	51
3.2	Dimensioni finali dell'outer pipe.	51
3.3	Proprietà ingegneristiche del materiale del caso di studio.	52
3.4	Valori delle proprietà del materiale del caso di studio nel caso true.	54
3.5	Proprietà ingegneristiche nel caso di Lüders Plateau	57
3.6	Quote dei piani di partizione del modello dell'outer pipe: i valori in millimetri individuano una traslazione longitudinale a partire dal bordo libero del tubo, i valori in gradi individuano una rotazione attorno all'asse longitudinale del tubo a partire dal piano di simmetria verticale.	60
4.1	Valori delle proprietà meccaniche del materiale post swaging nel caso 1, con hardening isotropo senza Lüders Plateau.	84
4.2	Valori delle proprietà meccaniche del materiale post swaging nel caso 1, con hardening isotropo con Lüders Plateau.	92
4.3	Valori delle proprietà meccaniche del materiale post swaging nel caso 1, con hardening cinematico multilineare senza Lüders Plateau.	100
4.4	Valori delle proprietà meccaniche del materiale post swaging nel caso 1, con hardening combinato senza Lüders Plateau.	108
4.5	Valori delle proprietà meccaniche del materiale post swaging nel caso 1, con hardening combinato con Lüders Plateau.	116

Capitolo 1

Sistemi pipe-in-pipe

1.1 Introduzione

Nel 1947, a largo della Louisiana, la Kerr-McGee Corporation completava con successo la prima infrastruttura offshore nel Golfo del Messico, dando il via all'industria dell'oil and gas offshore. Negli anni '70, poi, fu concepita l'idea di sviluppare sistemi di pozzi e di produzione sul fondale marino, per trasportare gli idrocarburi estratti verso una struttura di lavorazione vicina: tale idea segnò l'inizio dell'ingegneria sottomarina [4]. Da quel momento il numero di sistemi di produzione subsea, così sono chiamati i sistemi di estrazione e trasporto di idrocarburi offshore, è andato via via aumentando, interessando inizialmente le basse profondità (meno di 305m). Con l'esaurimento dei giacimenti on-shore e alle basse profondità, l'industria dell'oil and gas ha dovuto affrontare la sfida di spingersi verso profondità sempre maggiori (fino a 3000m), richiedendo uno sviluppo delle tecnologie dei sistemi di produzione sottomarini: all'aumentare della profondità corrisponde un aumento della complessità delle soluzioni realizzative e della messa in opera. In particolar modo, alle grandi profondità, diventano critici gli aspetti strutturali e termici delle infrastrutture sottomarine. In questo lavoro, l'attenzione sarà dunque rivolta ai sistemi di produzione subsea, concentrandosi principalmente sui sistemi pipe-in-pipe (PIP).

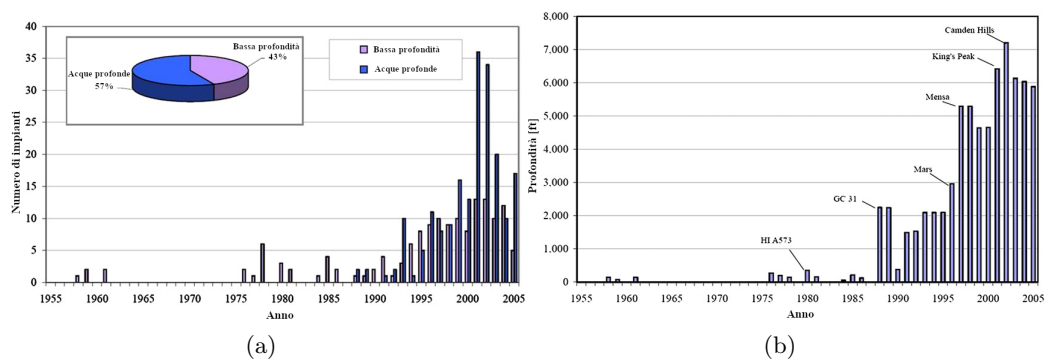


Figura 1.1: Numero di impianti (1.1a) e massima profondità raggiunta (1.1b) per ogni anno dal 1955 al 2005

1.2 Sistemi di produzione subsea

Un sistema di produzione subsea è costituito da un insieme di elementi dedicati all'estrazione e al trasporto fino ad un impianto di lavorazione degli idrocarburi. Tra questi elementi, i principali sono la testa del pozzo, indicata più propriamente con il termine inglese *wellhead*, posta sul fondale e le strutture di controllo per far funzionare il pozzo, il sistema di collegamento tra i vari organi presenti e il sistema di distribuzione verso piattaforme offshore o siti onshore. Più nel dettaglio, in un sistema di produzione subsea si trovano i seguenti sistemi:

- sistema di trivelle;
- sistema ramificato e pozzi;
- sistemi ombelicali;
- sistemi di collettori e jumper;
- sistemi di condotte e riser;
- sistemi di controllo.

Nel seguito, ne saranno presi in considerazione alcuni per una breve descrizione.

1.2.1 Sistemi di distribuzione

Un sistema subsea di distribuzione è legato a tutti i processi e gli equipaggiamenti coinvolti nel sistema di produzione. È progettato in modo da garantire la sicurezza, la protezione dell'ambiente e la funzionalità di tutte le varie parti presenti nel sistema. È costituito da una vasta gamma di componenti diversi che provvedono alla comunicazione tra i controlli subsea e i controlli da remoto per mezzo di un sistema ombelicale.

1.2.2 Sistemi di controlli subsea

Un sistema di controllo subsea è definito come il sistema che controlla il sistema di produzione subsea durante le operazioni di produzione in accordo alla ISO 13628-6 [5]. Sebbene esso costituisca il nucleo di un sistema di produzione subsea, ha dei costi relativamente bassi, se comparati con quelli dei restanti sistemi, e non ricopre un ruolo prioritario durante la fase iniziale di un progetto di realizzazione di un nuovo sistema subsea di produzione.

1.2.3 Sistema ombelicale

Un sistema ombelicale, mostrato in Figura 1.2, è un insieme di cavi e tubi raggruppati tra loro all'interno di una guaina protettiva, formando un unico elemento, che collega le strutture di superficie agli equipaggiamenti del sistema di produzione

subsea. Il sistema ombelicale è usato per fornire i fluidi di controllo e la corrente elettrica necessaria per lo svolgimento delle funzioni di valvole, collettori e degli altri componenti presenti.

Il numero di elementi contenuti in un sistema ombelicale dipende dalla complessità del sistema di produzione subsea e il suo diametro varia in funzione di tale numero di elementi. La lunghezza, invece, dipende dalla distanza presente tra le strutture di superficie e i componenti del sistema.

1.2.4 Wellhead

Il termine *wellhead* è generalmente usato per descrivere un componente il cui scopo è quello di contenere la pressione alla superficie di un pozzo di estrazione. Tale componente può essere posto su di una piattaforma offshore o in un sito onshore, e in tal caso è detto surface wellhead, oppure può essere posizionato sul fondale, venendo indicato come subsea wellhead. Un esempio di subsea wellhead è mostrato in Figura 1.3.

I pozzi sottomarini, e di conseguenza anche i subsea wellhead, possono essere classificati in pozzi satellite o cluster di pozzi.

Nel primo caso, i pozzi sono trivellati verticalmente, sono per lo più isolati e condividono un basso numero di strutture con altri pozzi. Ciò rende ogni pozzo indipendente dagli altri, portando vantaggi in termini di posizionamento, installazione, controlli e servizi.

Nel caso di cluster di pozzi, invece, molteplici pozzi, e dunque wellhead, sono raggruppati e connessi ad una stessa struttura subsea centrale. In tal modo, le funzioni svolte dai vari componenti del sistema, come i collettori o le linee di iniezione, possono essere sfruttate e condivise da più pozzi, riducendo così i costi sebbene si rendano necessari un numero maggiore di sistemi ombelicali. Il principale svantaggio di un cluster di pozzi risiede nel fatto che lo svolgimento di operazioni preliminari per la messa in opera di un nuovo pozzo nel sito potrebbe richiedere la produzione di quelli già presenti e operativi.



Figura 1.2: Dettaglio di un sistema ombelicale

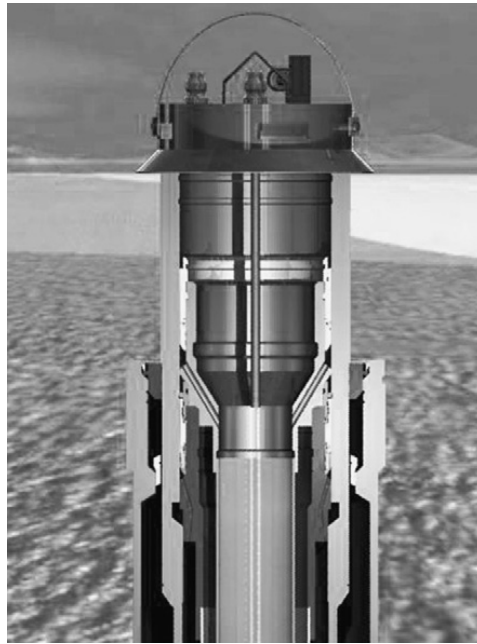


Figura 1.3: Subsea wellhead

1.2.5 Collettori

Il collettore è un componente che permette di organizzare tubi e valvole per combinare, distribuire, controllare e monitorare il flusso del fluido. Viene installato all'interno di un sistema di pozzi, ancorato sul fondale tramite pali, per raccogliere il prodotto di estrazione o per iniettare acqua o gas nei pozzi stessi. Un esempio di collettore è mostrato in Figura 1.4.

L'uso di collettori negli impianti subsea ha permesso di minimizzare l'impiego di condotte subsea e di sistemi di risalita, ottimizzando contemporaneamente il flusso del fluido nel sistema.

1.2.6 Jumper

Nei sistemi di produzione subsea, un jumper è un elemento di connessione corto, flessibile o rigido, usato per trasportare il fluido tra due componenti vicini del sistema, come ad esempio due collettori o un collettore e un riser. Inoltre, un jumper può essere usato per immettere acqua in un pozzo. Le dimensioni e le caratteristiche di un jumper sono determinate dalla distanza presente tra gli elementi che esso deve andare a collegare.

1.2.7 Condotte subsea

Per trasportare i prodotti di estrazione tra i vari elementi di un sistema di produzione subsea e con i siti di lavorazione offshore ed onshore si usano le condotte. Queste possono essere realizzate, in relazione al loro scopo, con tubi flessibili o rigidi,

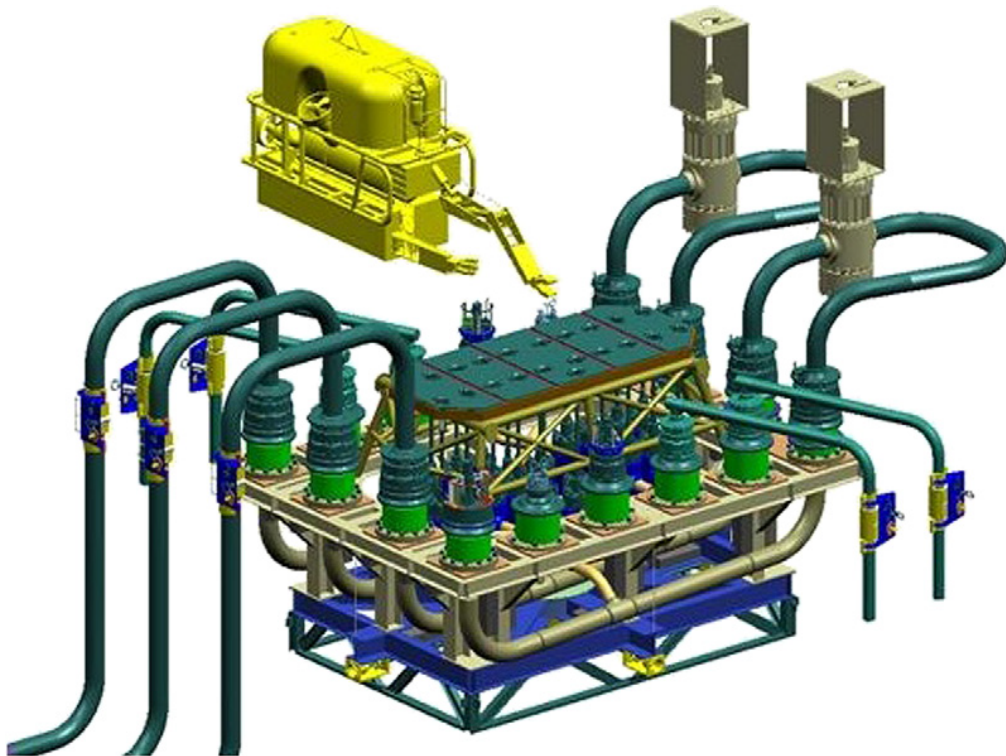


Figura 1.4: Esempio di collettore subsea

con un singolo tubo o con più tubi inseriti all'interno di un tubo esterno (detto carrier pipe). In ciascun caso, possono necessitare di isolamento per evitare problemi dovuti al raffreddamento del fluido quando questo scorre lungo la condotta stessa.

Con lo spingersi degli impianti sempre più in profondità, le condotte sottomarine devono operare, inoltre, a pressioni e temperature sempre maggiori, richiedendo l'impiego di materiali di alta qualità, capaci di resistere ai carichi elevati, alle alte temperature e ai problemi di corrosione legati all'ambiente in cui operano, alla temperatura del fluido e agli elementi chimici presenti in esso (se, ad esempio, è presente H_2S).

Aspetti strutturali

Da un punto di vista strutturale una condotta sottomarina deve garantire la resistenza a carichi derivanti da aspetti differenti.

Operando in ambiente marino e in profondità, il principale aspetto da tenere in considerazione è il carico idrostatico: maggiore è la profondità più severe sono le pressioni esterne a cui il sistema è soggetto. I vari elementi costituenti la condotta devono essere pensati non solo per resistere a tali carichi di entità elevata, ma anche per non incorrere in una contrazione di volume eccessiva. Attenzione particolare, oltre che alle tubazioni, va rivolta ai materiali isolanti presenti nel sistema: questi costituiscono la parte più fragile del sistema e potrebbero incorrere in una riduzione

di volume che ne comprometterebbe le prestazioni termiche per cui sono impiegati. Oltre che ai carichi idrostatici, le condotte sono sottoposte alla pressione interna del fluido che scorre nella flowline. Inoltre, è necessario tener conto degli effetti combinati delle pressioni, sia per quanto riguarda la resistenza generale del materiale sia in quanto possono provocare il pressure burst.

A causa delle interazioni che nascono per l'attrito dovuto al contatto con il fondale marino, è da tenere in considerazione anche una risultante assiale agente sulla condotta, che genera una tensione di cui tener conto, insieme alle tensioni dovute all'azione delle pressioni, per la resistenza globale del sistema.

Altro fenomeno di cui tener conto è quello del buckling, in special modo quello laterale. Inoltre, le condotte sono soggette al fenomeno delle vibrazioni, dovute alle attività operative e ai moti ondosi subacquei. Infine, l'integrità strutturale di una condotta può essere compromessa anche dal fenomeno della corrosione, dovuta all'ambiente esterno (acqua marina) e ai composti chimici presenti nei fluidi trasportati.

Aspetti termici

Le prestazioni termiche di una condotta sottomarina per il trasporto di combustibile sono influenzate dal comportamento idraulico del fluido che scorre al suo interno e tali prestazioni influenzano, a loro volta, il design dell'infrastruttura stessa: da questo dipenderanno le proprietà termiche e il profilo di temperatura del fluido lungo la condotta. Conoscere tali informazioni, a partire dal design dell'infrastruttura, permette di condurre analisi riguardo molteplici problematiche relative al trasporto e la fornitura di combustibile fossile, tra cui la formazione di idrati e il deposito di cere, aspetti importanti nelle fasi in condizioni stazionarie del trasporto, e il passaggio di stato da fase liquida a fase solida, cruciale nelle fasi di transitorio.

Le strategie di gestione degli aspetti termici di una condotta sottomarina possono essere distinte in metodi attivi e metodi passivi. I metodi attivi prevedono il riscaldamento diretto del fluido tramite sistemi elettrici o sistemi a fluido caldo: tali metodi sono usati nelle fasi di transitorio. I metodi passivi consistono, invece, nella prevenzione della dispersione termica verso l'ambiente esterno tramite l'impiego di materiali isolanti lungo tutta l'infrastruttura: usati per il controllo delle proprietà termiche nelle fasi in condizioni stazionarie, tali metodi prevedono soluzioni differenti, tra le quali il PIP.

1.2.8 Riser

Si indica con il nome *emphriser* la sezione di condotta compresa tra le strutture di arrivo e il fondale marino adiacente a tali strutture. Questa è in genere verticale e contenuta all'interno della superficie di una piattaforma fissa o fluttuante. Un riser può essere flessibile o rigido e le sue dimensioni, in termini di diametro, sono comprese tra i *3in* e i *12in* (*76.2mm* e *304.8mm* rispettivamente), mentre la lunghezza varia dalla profondità del sistema e dalla configurazione adottata.

1.3 Sistemi pipe-in-pipe (PIP)

Il primo sistema pipe-in-pipe (PIP) conosciuto fu installato nel 1973 dalla Pertamina Offshore Indonesia e aveva un'estensione di 8 miglia, collegando la costa ad un unico punto di estrazione. Oggi, la maggior parte dei siti di estrazione nel Mare del Nord fanno uso di sistemi PIP non solo per le condizioni più severe ma anche per la necessità di isolare termicamente le condotte, onde evitare la formazione e il deposito di idrati e cere con il raffreddamento del combustibile estratto lungo la condotta [6].

Con l'impiego di sistemi PIP devono essere prese in considerazione alcuni aspetti di progettazione che mancano, invece, nel caso delle condotte convenzionali. Tali aspetti si traducono in problemi ingegneristici diversi, legati anche al maggior numero di componenti presenti in un sistema PIP rispetto ad uno convenzionale, la cui risoluzione permette la comprensione del comportamento strutturale del sistema sia a livello locale che globale, in situazioni di carico differenti.

Un sistema PIP è essenzialmente costituito da un inner pipe e da un outer pipe: il primo ha la funzione di trasportare effettivamente i prodotti dell'estrazione, viene infatti indicato anche come flowline, ed è inserito all'interno del secondo, detto anche carrier pipe, che svolge principalmente una funzione strutturale di protezione meccanica. L'inner pipe viene, dunque, progettato per il contenimento della pressione interna del fluido, mentre l'outer pipe viene progettato per resistere alla pressione idrostatica esterna e ad altri danneggiamenti meccanici. L'intercapedine che si viene a formare tra i due tubi permette l'inserimento di materiale isolante, per prevenire la dispersione termica, che causa la formazione di idrati e cere, e garantire la temperatura di arrivo richiesta. I sistemi PIP sono adatti nel caso di giacimenti caratterizzati da alta temperatura ed alta pressione, in quanto garantiscono l'isolamento termico necessario e l'integrità strutturale per il trasporto di idrocarburi a tali condizioni (oltre i 120°C e oltre i 65bar).

1.3.1 Perché utilizzare i sistemi PIP

Gli aspetti per cui preferire l'uso di sistemi PIP rispetto alle condotte convenzionali sono essenzialmente due: il grado di isolamento termico raggiungibile e l'elavata resistenza meccanica del sistema. Ciò fa dei sistemi PIP la soluzione più adatta nel caso di alte temperature e alte pressioni.

Le condotte operanti ad alta pressione e ad alta temperatura richiedono isolamento termico per prevenire il raffreddamento del fluido al di sotto della temperatura alla quale si verificano la formazione e il deposito di idrati e cere. Sebbene siano disponibili molti rivestimenti termici anche per le condotte convenzionali, questi non garantiscono le adeguate prestazioni alle alte temperature (tipicamente oltre i 120°C) e non sono in grado di garantire la necessaria resistenza meccanica. Analoghe considerazioni vanno fatte per le condotte flessibili. Per tali ragioni, i sistemi PIP sono da preferire in tali condizioni, in quanto garantiscono livelli di resistenza meccanica e di isolamento termico maggiori, grazie all'inserimento di materiali isolanti più

adeguati nell'intercapedine tra i due tubi (quali schiume, gel, gas inerti o materiali granulari). Dal punto di vista termico, i sistemi PIP forniscono le migliori proprietà di isolamento, secondi solo ai sistemi ai sistemi a vuoto [7].

1.3.2 Design strutturale

Le principali parti strutturali di un sistema PIP sono quattro: l'inner pipe, l'outer pipe, i giunti di collegamento e le componenti interne, quali materiali isolanti e distanziali. Ciascuna di queste viene inizialmente progettata singolarmente nel rispetto di determinate specifiche, successivamente il sistema complessivo viene analizzato in modo da verificare che sia soddisfatto il comportamento strutturale locale e globale sotto differenti regimi di carico. In tal modo vengono controllate le interazioni tra tutte le componenti, in quanto il comportamento di ciascuna componente può influenzare quello di tutte le altre. La progettazione di un sistema PIP risulta quindi un processo decisamente più iterativo rispetto a quella delle condotte convenzionali.

In termini di comportamento strutturale, un sistema PIP può essere distinto in sistema conforme o non conforme, sulla base della trasmissione dei carichi tra inner pipe ed outer pipe.

- nei sistemi conformi, i carichi tra i due tubi sono trasferiti in modo continuo lungo tutta l'estensione della condotta e non si verifica alcuno spostamento relativo;
- in quelli non conformi, i carichi sono trasferiti localmente in zone ben precise.

Il comportamento strutturale di un sistema PIP dipende dunque sia dal comportamento delle singole componenti che dai meccanismi di trasferimento dei carichi. La forza assiale risultante agente sul sistema dipende dalle condizioni operative di temperatura e pressione e, in alcuni casi, anche dalle forze di attrito. Tali forze di attrito, dovute al contatto tra outer pipe e suolo, entrano in gioco nel sistema quando la condotta, se poggiata sul fondale, è soggetta alle temperature e alle pressioni operative: in tali condizioni si verifica l'espansione della condotta, a cui si oppongono le forze di attrito che agiscono in compressione.

Inner pipe

L'inner pipe di un sistema PIP va progettato come una flowline convenzionale, tenendo in considerazione principalmente gli aspetti legati alla pressione interna: si vanno a valutare gli stress circonferenziali causati dalla differenza di pressione tra l'interno del tubo e l'esterno (che nel caso di un sistema PIP non è occupato dall'acqua grazie alla presenza del carrier pipe) secondo la relazione

$$\sigma_h = (p_i - p_e) \frac{D}{2t} \quad (1.1)$$

1.3 Sistemi pipe-in-pipe (PIP)

dove:

σ_h è lo stress circonferenziale risultante

p_i e p_e sono rispettivamente la pressione interna e la pressione esterna

D è il diametro considerato (diverso in base alle normative di riferimento)

t è lo spessore del tubo

Lo stress risultante dalla Eq. 1.1 viene quindi confrontato con uno stress massimo di riferimento secondo

$$\sigma_h = \eta_k \cdot k_t \cdot SMYS \quad (1.2)$$

dove invece:

η_k è un coefficiente di progettazione

SMYS è la resistenza minima allo snervamento

k_t è un fattore che tiene conto del degrado delle proprietà del materiale in relazione alla temperatura

Altro aspetto da considerare per la progettazione dell'inner pipe è lo stress longitudinale, determinato a partire dal carico longitudinale effettivo agente sul tubo dato da

$$T_l = T_a - p_i \cdot A_i + p_0 \cdot A_0 \quad (1.3)$$

dove:

T_a è il carico longitudinale agente

p_i è la pressione interna

A_i è la sezione interna del tubo

p_0 è la pressione esterna idrostatica (che per l'inner pipe di un sistema PIP è nulla)

A_0 è la sezione esterna del tubo

Dividendo la Eq. 1.3 per l'area dello spessore del tubo, fornita da $A = A_0 - A_i$, si ottiene lo stress longitudinale effettivo σ_l . Questo non deve eccedere un valore di resistenza di riferimento:

$$\sigma_l = \sigma_a + \frac{\Delta p_e \cdot A_0}{A} + p_i \leq 0.6SMYS \quad (1.4)$$

dove Δp_e è la sovrappressione esterna.

Capitolo 1 Sistemi pipe-in-pipe

Gli stress agenti, individuati dalle Eq. 1.1 e Eq. 1.4, devono inoltre soddisfare il criterio di resistenza equivalente di Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_l^2 + \sigma_h^2 - \sigma_l \cdot \sigma_h + 3\tau_c^2} \leq \eta_e \cdot SMYS(T) \quad (1.5)$$

con τ_c stress tangenziale caratteristico, η_e un coefficiente di utilizzo mentre SMYS(T) è la resistenza minima allo snervamento dipendente dalla temperatura [8].

Ad ogni modo, l'inner pipe sarà pensato per resistere anche ad un eventuale collasso dovuto a carichi idrostatici nel caso di danneggiamento dell'outer pipe.

Outer pipe

Per l'outer pipe, poiché non soggetto ad una pressione interna come la flowline, si segue un processo di progettazione diverso. Questo è dimensionato sulla base dei requisiti del sistema complessivo: il diametro dipende dal volume del materiale isolante da inserire nell'intercapedine mentre lo spessore è determinato sulla base dei carichi idrostatici, legati alla profondità di messa in opera. La pressione esterna limite è pari alla pressione di collasso del tubo e viene calcolata nel modo seguente

$$P_l^3 - p_{el} \cdot p_l^2 - \left(p_p^2 + p_{el} \cdot p_p \cdot f_0 \cdot \frac{D}{t} \right) p_l + p_{el} \cdot p_p^2 = 0 \quad (1.6)$$

essendo

$$p_{el} = \frac{2E}{(1-\nu)^2} \left(\frac{t}{D} \right)^2$$
$$p_p = \eta_{fab} \cdot SMYS(T) \cdot \frac{2t}{D}$$
$$f_0 = \frac{D_{max} - D_{min}}{D}$$

dove

E è il modulo elastico

ν è il coefficiente di Poisson

η_{fab} è il coefficiente di degrado di fabbricazione

D_{max} e D_{min} sono rispettivamente il diametro massimo e minimo del tubo

D è il diametro medio

$SMYS(T)$ è in questo caso la resistenza minima allo snervamento dipendente dalla temperatura in direzione circonferenziale [9]

Di tutte le componenti di un sistema PIP, l'outer pipe è quello che ha un processo di progettazione più flessibile, volto al raggiungimento delle caratteristiche di sistema desiderate.

Le dimensioni dell'outer pipe hanno un importante impatto economico, non solo per il costo del singolo tubo da impiegare ma anche in quanto dimensioni maggiori richiedono operazioni di saldatura più lunghe, che aumentano il tempo di posa di ciascuna sezione della condotta.

Aspetti ulteriori

Oltre quelli già menzionati, sono da tenere in considerazione altri aspetti che possono portare al danneggiamento del sistema PIP. Tra questi si trovano sia la fatica oligociclica, dovuta alle operazioni di avvio e chiusura del sistema, sia la fatica ad alto numero di cicli, dovuta invece alle fluttuazioni legate allo svolgimento delle operazioni di lavoro. La zona principalmente interessata dal fenomeno della fatica si colloca in corrispondenza del giunto delle diverse sezioni della condotta, dove è presente la saldatura.

Inoltre, a causa delle forze assiali e alla conformazione variabile del fondale marino, i sistemi PIP sono soggetti al fenomeno del buckling, in particolar modo al buckling laterale.

Infine, a causa dell'ambiente in cui i sistemi PIP operano, alla temperatura raggiunta dal fluido trasportato e ai composti chimici presenti in esso (ad esempio H_2S), anche la corrosione è un fenomeno di cui tenere conto durante la progettazione di tali sistemi.

1.3.3 Scelta del materiale

Gli aspetti da tenere in considerazione per la scelta dei materiali sono molteplici e in numero maggiore rispetto ad una condotta convenzionale. Tra questi si ritrovano i metodi e la capacità di isolamento termico, i vari aspetti di integrità strutturale, il costo dei materiali stessi e delle lavorazioni e la facilità di riparazione.

I fattori da considerare nella scelta dei materiali includono, inoltre, la saldabilità e l'eventuale presenza di difetti di saldatura. Le operazioni di saldatura sono ampiamente utilizzate per la realizzazione di sistemi PIP, e di condotte in generale, per cui la capacità di realizzarle e la loro riuscita sono aspetti di cui tenere conto.

1.3.4 Design termico

Oltre gli aspetti strutturali, in un sistema PIP, come anche per le condotte convenzionali, sono molto importanti gli aspetti termici. Le proprietà termiche del fluido nella flowline dipendono anche dalla configurazione del sistema, in special modo dal grado di isolamento che essa garantisce. Avere un completo controllo del comportamento termico del fluido è essenziale in un sistema di estrazione e distribuzione in quanto:

- garantisce che il prodotto arrivi nelle stazioni di lavorazione alla corretta temperatura, maggiore di quella di formazione di cere;

- evita la formazione di idrati nel fluido e lungo tutto il sistema;
- riduce il tasso di raffreddamento durante gli eventi di chiusura in modo da avere il tempo sufficiente di ristabilire il flusso del fluido o di iniettare agenti chimici che inibiscono la formazione di cere e idrati, così che la temperatura non si riduca in modo eccessivo.

I metodi di trasmissione del calore, a cui è dovuta la dispersione termica, che interessano un sistema PIP sono essenzialmente la conduzione e la convezione, sia interna che esterna; la trasmissione per irraggiamento si verifica esclusivamente nei sistemi a vuoto.

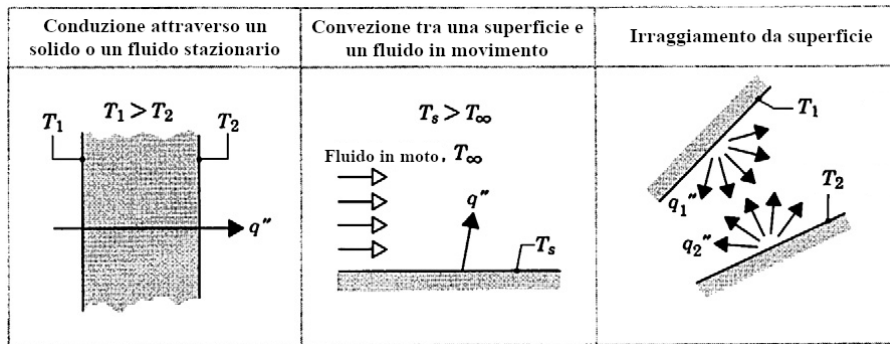


Figura 1.5: Metodi di trasmissione del calore

La convezione interna consiste nella trasmissione di calore dal fluido alle pareti interne della condotta, mentre la convezione esterna riguarda la trasmissione di calore dalla superficie esterna della condotta al fluido esterno. Tali fenomeni sono regolati dall'equazione di Newton, che assume per i due casi rispettivamente le forme individuate dalle Eq. 1.7 e Eq. 1.8

$$Q_i = A_i \cdot h_i \cdot \Delta T = 2\pi \cdot r_i \cdot L \cdot h_i(T_i - T_1) \quad (1.7)$$

$$Q_o = A_o \cdot h_o \cdot \Delta T_o = 2\pi \cdot r_o \cdot L \cdot h_o(T_4 - T_o) \quad (1.8)$$

dove

Q_i e Q_o sono i tassi di trasmissione di calore per convezione rispettivamente alla superficie interna ed esterna

A_i e A_o sono le superficie normali rispetto alla direzione di trasmissione interna ed esterna rispettivamente

h_i e h_o sono i coefficienti di convezione, interno ed esterno rispettivamente

r_i e r_o sono il raggio interno dell'inner pipe e quello esterno dell'outer pipe

L è la lunghezza della condotta considerata

1.3 Sistemi pipe-in-pipe (PIP)

T_1 e T_4 sono la temperatura della superficie interna dell'inner pipe e della superficie esterna dell'outer pipe

T_i e T_o sono la temperatura del fluido nella flowline e la temperatura dell'ambiente esterno

La conduzione è invece governata dalla legge di Fourier, individuata dalla Eq. 1.9, secondo cui

$$Q_r = -2\pi \cdot r \cdot L \cdot k \frac{\partial T}{\partial r} \quad (1.9)$$

dove

Q_r è il tasso di trasmissione di calore per conduzione

r è il raggio

k è la conduttività termica del sistema

$\frac{\partial T}{\partial r}$ è il gradiente di temperatura

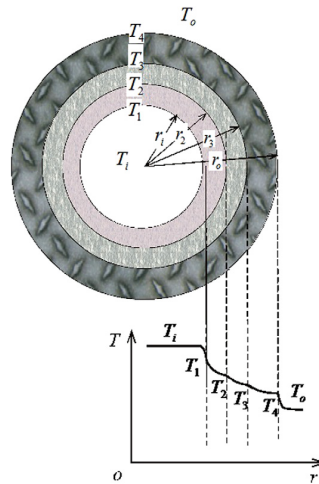


Figura 1.6: Distribuzione della temperatura attraverso gli strati di una condotta

Per garantire l'adeguato grado di isolamento termico si fa uso di materiali isolanti che vengono inseriti nell'intercapedine anulare che si viene a formare tra flowline e carrier pipe. In questo caso, non essendo a diretto contatto con l'acqua marina, i materiali isolanti utilizzati permettono di ottenere prestazioni di isolamento maggiori e non devono svolgere importanti funzioni strutturali, come accade invece nelle condotte convenzionali. I principali materiali isolanti usati in un sistema PIP sono mostrati in Tabella 1.1. I metodi attivi di gestione del calore sono, invece, impiegati raramente.

Le prestazioni termiche di un sistema PIP sono indicate dal coefficiente di trasmissione globale del calore, anche detto *U-value*. Questo coefficiente è funzione di molti fattori, compresi le proprietà del fluido e la sua velocità di flusso, le caratteristiche

dell'ambiente esterno, nonché lo spessore e le proprietà dei tubi del sistema e dei materiali isolanti. Per un sistema PIP, i valori dell' U -value raggiungibili si aggirano intorno $1 \frac{W}{m^2K}$ [10].

1.3.5 Fabbricazione e installazione

Un sistema PIP può essere fabbricato in parte sulla terraferma per ridurre i tempi delle operazioni di installazione richieste in mare, che hanno già una durata maggiore rispetto al caso delle condotte convenzionali.

Le lavorazioni sulla terraferma consistono in genere nell'inserimento dell'inner pipe all'interno dell'outer pipe, l'inserimento del materiale isolante nell'intercapedine anulare tra i due tubi e la realizzazione della giunzione tra inner pipe ed outer pipe. I metodi di giunzione possono essere differenti, sulla base del sistema PIP scelto e il metodo di trasporto e installazione. Tra questi metodi vi è quello che prevede la saldatura circonferenziale dell'outer pipe sull'inner pipe in corrispondenza del bordo libero.

In tal caso, l'outer pipe viene sottoposto a specifici processi di deformazione plastica che ne vanno a ridurre il diametro alle estremità libere: una volta inseriti l'inner pipe e i materiali isolanti, i bordi liberi dell'outer pipe vengono saldati sull'inner pipe, realizzando così una sezione del sistema PIP. Il processo di deformazione subito dall'outer pipe è detto *swaging* e sarà discusso nel seguito.

Per quanto riguarda l'installazione, i sistemi PIP, come per le altre condotte convenzionali, sono posati in loco per mezzo di navi. Le sezioni che compongono il sistema, fabbricate sulla terraferma, sono trasportate nel luogo prescritto, per essere poi saldate tra loro: in corrispondenza del bordo saldato, in modo da realizzare la condotta nella sua interezza, viene posto un ulteriore tubo esterno, assicurato al sistema sempre tramite saldatura, in modo da andare a proteggere il giunto di saldatura realizzato. Man mano che le varie sezioni vengono saldate tra loro vengono rilasciate in mare per essere installate, dunque la nave su cui tutte queste operazioni vengono svolte deve essere dotata di un sistema di tenuta delle condotte. In virtù del peso maggiore di un sistema PIP rispetto a quello di una condotta convenzionale, la capacità di tensionamento di tale sistema diventa un aspetto fondamentale per la nave impiegata e per la realizzazione di tutte le operazioni.

1.4 Processo di swaging

Lo *swaging* è un processo di deformazione plastica tipicamente realizzato a freddo utilizzato nel caso di materiali metallici, il cui obiettivo è quello di ridurre la sezione trasversale di elementi in genere assialsimmetrici, quali barre, tubi e cavi, ma può essere applicato, in alcune sue varianti, anche a componenti di geometria diversa. Nel caso di componenti assialsimmetrici, il processo di *swaging* si traduce quindi in una riduzione del diametro.

Tabella 1.1: Materiali isolanti per sistemi PIP [2]

Materiale isolante	Densità [$\frac{kg}{m^3}$]	Conduttività [$\frac{W}{mK}$]	Spessore massimo [mm]	Temperatura massima [$^{\circ}C$]
Lana minerale	140	0.037	100	700
Microsfere di silicati di alluminio	390-420	0.1	nessun limite	1000+
Cemento termico	900-1200	0.26	100	200
Schiume LD PU	60	0.027	125	147
Schiume HD PU	150	0.035	125	147
Strato di silicio microporoso	200-400	0.022	24	900
Pannelli per isolamento a vuoto	60-145	0.006-0.008	10	160

Gli attributi significativi dello swaging sono la capacità di realizzare grandi riduzioni a freddo anche nel caso di metalli precedentemente soggetti a trattamenti di ricottura o indurimento, un ottimo controllo delle dimensioni interne ed esterne del prodotto finale, una buona finitura superficiale e un efficiente utilizzo del materiale.

La deformabilità di un materiale ad opera di un processo di swaging dipende dalla durezza, dalla resistenza a trazione e dalla riduzione di area imposta, nonché dalla tipologia e dall'omogeneità della microstruttura. I massimi valori di riduzione di area tramite processo di swaging a freddo per materiali differenti sono mostrati in Tabella 1.2.

Come ogni processo di deformazione plastica, lo swaging induce una modifica delle proprietà del materiale alla fine della lavorazione, in particolar modo della resistenza allo snervamento, della resistenza ultima a trazione e della deformazione ultima. In genere, si riscontra un aumento dei valori di resistenza, legato al fenomeno dell'incrudimento in cui incorre il materiale durante la deformazione in campo plastico, e una riduzione della deformazione ultima. Alcuni esempi riguardo i valori della resistenza allo snervamento e a trazione sono mostrati in Figura 1.8 [11].

In virtù di tali modifiche alle caratteristiche del materiale, le prestazioni di un componente possono sensibilmente cambiare una volta processato, rispetto alle sue condizioni iniziali. Per tale motivo, conoscere e indagare le variazioni del comportamento del materiale di un componente risulta di fondamentale importanza per garantire la funzionalità e la sicurezza nelle applicazioni.

1.4.1 Realizzazione del processo di swaging

Il processo di swaging viene realizzato per mezzo di macchine dotate di punzoni, piastre o matrici che vengono applicati sul componente di cui si vuole modificare la

geometria: questi traslano dalla loro posizione di partenza, entrano in contatto con il componente e si chiudono su di esso a fine corsa, realizzando così la deformazione. Oltre al movimento traslatorio, si aggiunge di solito la rotazione degli stessi punzoni o del componente da deformare, in modo da applicare la deformazione in maniera uniforme sulla circonferenza: in questo caso, si parla più propriamente di *rotary swaging*. Realizzata la deformazione, i punzoni vengono rimossi e riportati alla loro posizione di partenza e il componente deformato viene prelevato. I diversi concept di macchine per realizzare il processo di swaging sono mostrati in Figura 1.7.

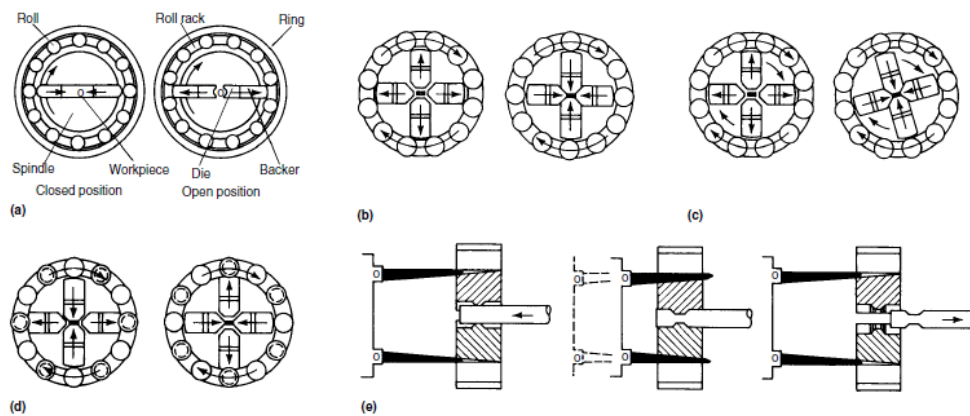


Figura 1.7: Principali concept per il rotary swaging. (a) Standard rotary swager, (b) Stationary-spindle swager, (c) Creeping-spindle swager, (d) Alternate-blow swager, (e) Die-closer swager

1.4 Processo di swaging

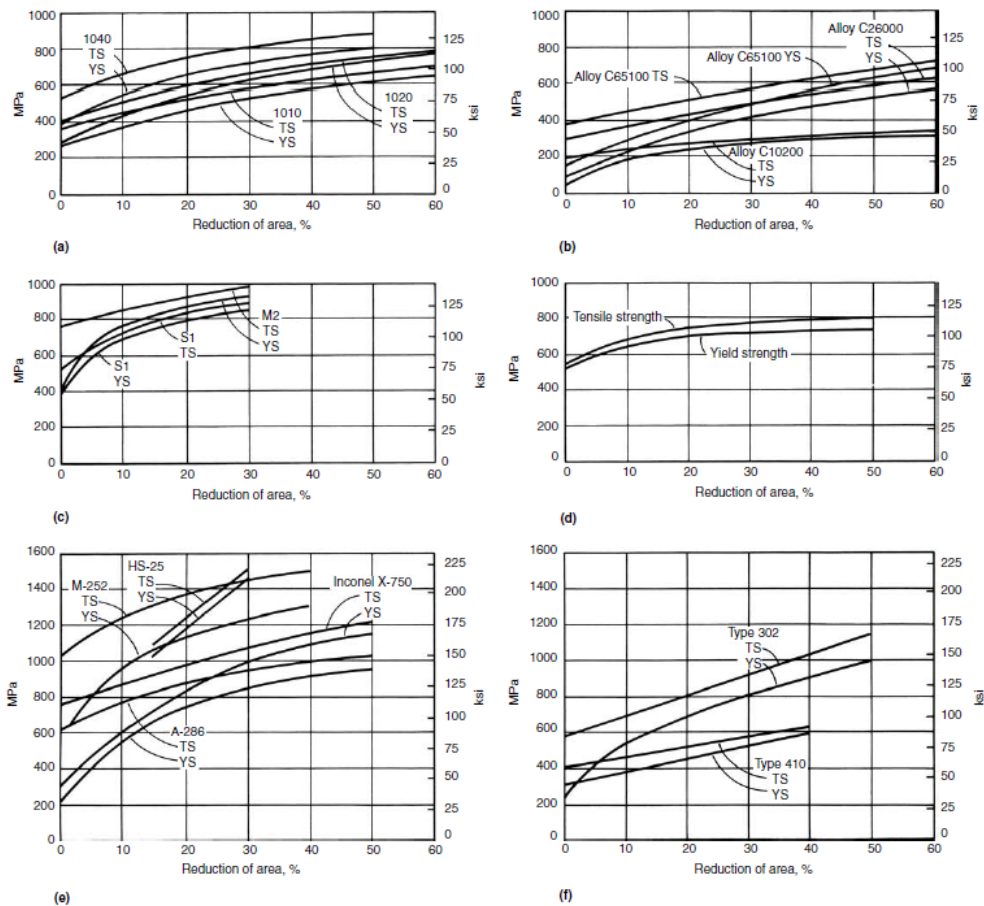


Figura 1.8: Influenza della deformazione a freddo ad opera del processo di swaging sulle proprietà meccaniche di leghe diverse. (a) acciai al carbonio, (b) leghe di rame, (c) acciai per utensili, (d) Titanio commerciale puro, (e) leghe alto resistentziali, (f) acciai inossidabili. TS: tensile strength; YS: yielding strength

Tabella 1.2: Valori massimi di riduzione di area tramite processo di swaging a freddo per i differenti materiali [3]

Materiale	Massima riduzione di area, %
Acciai al carbonio semplici	
Fino al 1020	70
1020-1050	50
11050/1095	40
Acciai legati	
0.20% C	50
0.40% C	40
0.60% C	20
Acciai per utensili ad alta velocità	
Tutti i gradi	20
Acciai inossidabili	
AISI serie 300	50
AISI serie 400	
Basso contenuto di carbonio	40
Alto contenuto di carbonio	10
Leghe di alluminio	
1100-O	70
2024-O	20
3003-O	70
5050-O	70
5052-O	70
6061-O	70
7075-O	15
Altre leghe	
Leghe di rame	60-70
A-286	60
Nb-25Zr	60
Lega X-750	60-70
Kovar (Fe-29Ni-17Co-0.2Mn)	80
Vically (Fe-52Co-10V)	50

Capitolo 2

Comportamento dei materiali

2.1 Introduzione

Nella fase di progettazione di componenti meccanici di qualsiasi tipologia, un ruolo fondamentale è ricoperto dalle caratteristiche del materiale e dal suo comportamento sotto l'azione dei carichi agenti. Poiché le combinazioni di carichi agenti sono sempre diverse da applicazione ad applicazione, è stato necessario definire delle grandezze di riferimento che individuassero i limiti di funzionalità del materiale considerato per realizzare il componente oggetto della progettazione. Tali grandezze di riferimento riguardano aspetti molteplici e differenti, interessando le diverse tipologie di danneggiamento in cui un materiale può incorrere. Ai fini della progettazione, in base alla tipologia di applicazione presa in considerazione, si sono poi definite delle funzioni che combinano tra loro i carichi agenti nello specifico caso di studio, poiché, in genere, danno luogo ad un sistema di carico complesso, andando a definire così una grandezza equivalente, il cui valore può essere confrontato con quello della corrispondente grandezza di riferimento del materiale.

Le caratteristiche di riferimento di un materiale sono determinate a partire da prove sperimentali specifiche, che ne vanno a individuare il valore in condizioni applicative semplici. Tra questi test, il più utile per determinare le principali proprietà di un materiale è sicuramente la prova di trazione. Il risultato ottenuto dalla prova di trazione è la curva stress-strain ingegneristica, che permette di stabilire i valori delle principali proprietà del materiale testato.

In questo capitolo la discussione riguarderà le principali caratteristiche di un materiale, definite a partire dalla prova di trazione, focalizzando l'attenzione sulla curva stress-strain, sulle grandezze che questa permette di individuare e sul fenomeno dell'incrudimento, che causa la modifica del valore di tali grandezze. Per completare la discussione, si descriverà la prova di trazione e le sue modalità di esecuzione.

2.2 Risposta di un materiale

Un materiale metallico soggetto all'azione di una forza risponde con una modifica della sua configurazione iniziale, quando cioè la forza non è applicata. L'entità della modifica della configurazione del materiale dipende dalla forza applicata: maggiore è

la forza maggiore sarà tale variazione. Alla forza agente si associa una grandezza chiamata *tensione* o *stress*, mentre alla variazione della configurazione del materiale si associa una *deformazione* o *strain*.

La *tensione* o *stress* viene, in genere, definita a partire dal carico applicato sul componente e dalla sua geometria, nel caso di un semplice carico di trazione dalla sezione trasversale del componente. La sua unità di misura è il pascal [Pa]

La *deformazione* o *strain* è definito, invece, sulla base della variazione di configurazione con cui il componente risponde al carico subito. Lo strain è un adimensionale (ma può essere anche misurato in $[\frac{mm}{mm}]$) e viene di solito espresso in termini percentuali. Come si vedrà più avanti, lo stress sarà definito come funzione dello strain.

Il comportamento di un materiale consiste, dunque, nel legame che intercorre tra carico applicato e modifica della configurazione, cioè nel legame che sussiste tra stress, generato dal carico, e strain risultante.

2.2.1 Grafico stress-strain

Per visualizzare il legame tra stress e strain, cioè il comportamento di un materiale, si fa uso di un grafico indicato col nome di curva stress-strain, in cui sulle ascisse sono riportati i valori dello strain mentre sulle ordinate i corrispondenti valori dello stress. Tale grafico permette dunque un'immediata visualizzazione del legame tra tali grandezze e l'individuazione di alcune grandezze caratteristiche del materiale.

Sebbene l'andamento della curva stress-strain può variare in base al materiale che si prende in considerazione, sono sempre presenti degli elementi caratteristici, mostrati in figure Figura 2.1a:

- la curva presenta inizialmente un tratto lineare, in cui lo stress cresce in maniera proporzionale con lo strain. Questo tratto coincide con il campo elastico del materiale, la cui pendenza individua il *modulo di elasticità* o *modulo di Young* del materiale, indicato con E . All'interno del campo elastico la deformazione del materiale è temporanea, in quanto alla rimozione del carico lo strain viene completamente recuperato e la configurazione torna a quella iniziale;
- il limite del tratto elastico, in cui la crescita dello stress non è più lineare con quella dello strain. In genere, tale punto è individuato dal valore di stress a cui si ha una deformazione residua del 0.2% (ma tale valore percentuale può variare in base alle normative prese come riferimento): questo stress prende il nome di *resistenza allo snervamento* o *yielding strength* e si indica, di solito, come R_y . A questo corrisponde lo *strain allo snervamento* o *yielding strain* indicato con ε_y ;
- dal limite di snervamento ha inizio quello che si indica con il nome di campo plastico del materiale, in cui l'andamento dello stress non è più lineare con quello dello strain. All'interno del campo plastico, lo strain subito dal materiale risulta permanente: alla rimozione del carico si ottiene uno strain residuo che

comporta la modifica permanente della configurazione del materiale. Tale strain residuo è inferiore a quello raggiunto durante la fase di carico poiché allo scarico si verifica comunque il recupero dello strain elastico;

- il valore massimo della curva stress-strain prende il nome di *resistenza a rottura* o *ultimate tensile strength* e si indica con il termine *UTS*. Alla *UTS* corrisponde lo *strain ultimo* indicato con ε_u : tali valori individuano il limite di funzionalità del materiale, in quanto qui si innesca il fenomeno della *strizione* o *necking* e il materiale non può garantire le prestazioni strutturali necessarie per lo svolgimento della funzione per cui viene impiegato.
- oltre i valori ultimi di stress e strain, a necking innescato, la curva presenta un ulteriore tratto che termina ad un certo valore di strain in corrispondenza del quale si verifica la frattura del materiale.

Sul grafico stress-strain si possono individuare, inoltre, la *resilienza* e la *tenacità a trazione* del materiale:

- la resilienza è definita come la capacità di assorbire energia di deformazione in campo elastico ed è individuata dall'area sottesa dal tratto elastico della curva;
- la tenacità è definita come la capacità di un materiale di assorbire energia in campo plastico e corrisponde all'area sottesa dal grafico.

Il grafico stress-strain può presentare, come già detto, un andamento differente in base al materiale considerato. Allo stesso tempo, considerando uno stesso materiale il grafico stress-strain può essere differente, in quanto è possibile avere e considerare una curva stress-strain ingegneristica o una curva true stress-true strain, in cui si considerano i valori reali di stress e strain.

Per determinare il comportamento di un materiale in modo utili in termini ingegneristici, si sono dovute definire delle grandezze che permettessero di caratterizzare un materiale in modo semplice. Tali grandezze sono appunto lo *stress ingegneristico* e lo *strain ingegneristico* ma non corrispondono ai reali valori di stress e strain che il materiale presenta quando sottoposto alle prove sperimentali per caratterizzarne il comportamento.

Per tali motivi è possibile avere due grafici diversi per uno stesso materiale, di cui un esempio è mostrato in Figura 2.2.

Per capire le differenze tra i due grafici è necessario prima andare a definire le grandezze che essi prendono in considerazione.

2.2.2 Stress e strain ingegneristici

Le grandezze ingegneristiche sono state definite per consentire lo studio dei materiali e consentirne la loro caratterizzazione in modo semplice, rapido e utile in termini ingegneristici.

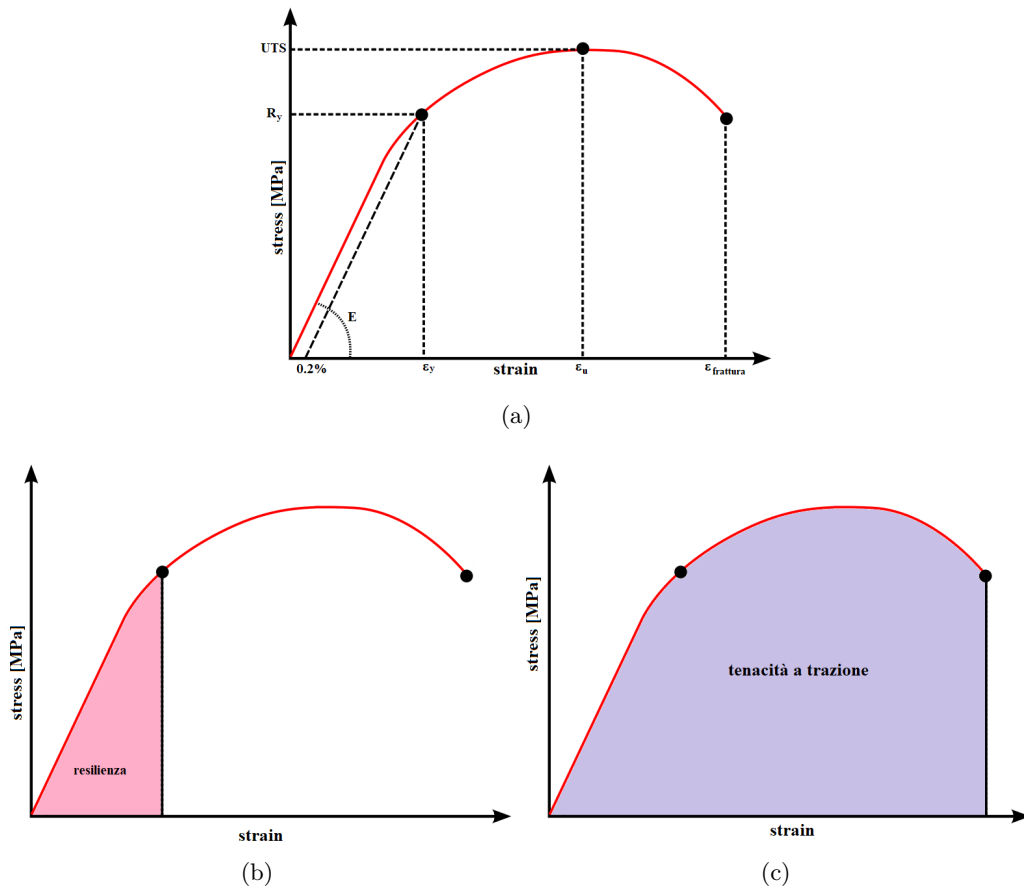


Figura 2.1: Grafico stress-strain generico e principali caratteristiche (a); resilienza (b); tenacità a trazione (c).

Si consideri un componente di lunghezza iniziale L_0 e area trasversale iniziale A_0 , soggetto ad un carico di trazione F .

Si definisce *stress ingegneristico* il rapporto tra carico applicato e area iniziale, cioè:

$$\sigma_{ing} = \frac{F}{A_0} \quad (2.1)$$

In questo caso, essendo riferito all'area trasversale iniziale, che ha un valore fissato, lo stress ingegneristico varia in base al carico applicato per deformare il materiale: all'aumentare di F si registra anche un aumento σ_{ing} , viceversa diminuisce.

Sia ora L la lunghezza finale del componente soggetto al carico di trazione F . Si definisce *strain ingegneristico* il rapporto tra variazione di lunghezza e lunghezza iniziale, cioè:

$$\varepsilon_{ing} = \frac{\Delta L}{L_0} = \frac{L - L_0}{L_0} = \frac{L}{L_0} - 1 \quad (2.2)$$

Per come sono definite tali grandezze, si capisce come all'innescarsi del necking, a cui corrisponde una diminuzione della forza necessaria per deformare il materiale, la

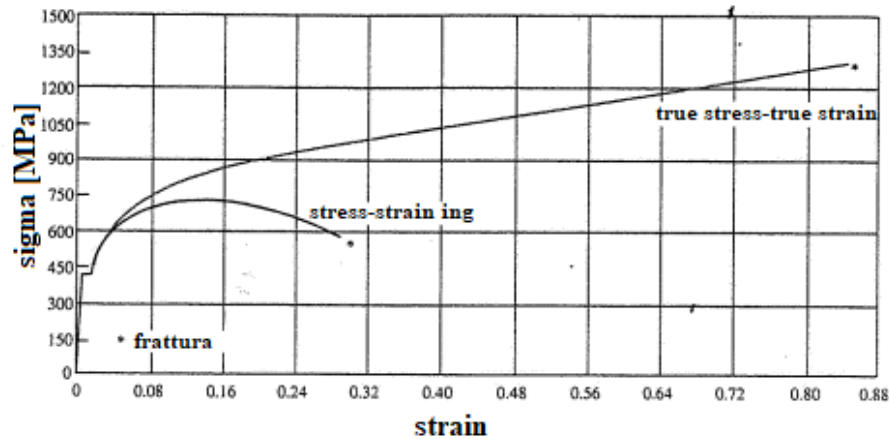


Figura 2.2: Confronto tra la curva stress-strain ingegneristica e la curva true stress-true strain di un acciaio

curva stress-strain ingegneristica sia decrescente: nonostante lo strain continui ad aumentare, poiché il materiale continua ad allungarsi, il carico necessario diminuisce, fino ad arrivare alla verificarsi della rottura.

2.2.3 True stress e true strain

Sebbene siano utili in termini ingegneristici per studiare il comportamento di un materiale, lo stress e lo strain ingegneristici non corrispondono in modo esatto ai valori di stress e strain che si riscontrano in un materiale sottoposto a carico. È però possibile risalire ai valori di *true stress* e *true strain* a partire da quelli ingegneristici secondo le relazioni indicate da Eq. 2.4 e Eq. 2.5.

La true strain è definita considerando che ad ogni incremento di carico applicato corrisponde un incremento di deformazione, a cui è legato un incremento di allungamento del materiale, per cui è possibile scrivere:

$$d\varepsilon = \frac{dL}{L} \quad (2.3)$$

Integrando la relazione Eq. 2.3 si ottiene la definizione logaritmica della *true strain*

$$\int d\varepsilon = \int_{L_0}^L \frac{dL}{L} \implies \varepsilon_{true} = \ln\left(\frac{L}{L_0}\right) \quad (2.4)$$

Per quanto riguarda la *true stress*, è definita come il rapporto tra carico applicato e area della sezione trasversale effettiva A del materiale, cioè:

$$\sigma_{true} = \frac{F}{A} \quad (2.5)$$

Essendo definite in tal modo, si può capire perché l'andamento della curva true stress-true strain risulta diverso da quella ingegneristica: al verificarsi del necking, come già detto, il carico applicato per incrementare la deformazione diminuisce ma

allo stesso tempo anche la sezione attuale del componente si riduce. Il tasso di riduzione della sezione risulta maggiore di quello di riduzione del carico, per cui il rapporto tra carico e sezione attuale è crescente, da cui l'andamento crescente del grafico true; poiché la sezione, prima della rottura, si riduce ad un punto, la curva true stress-true strain tende idealmente all'infinito dopo il necking.

2.2.4 Campo elastico

Per i materiali metallici, quando sottoposti a carichi di trazione di entità relativamente bassa, lo stress e lo strain sono proporzionali tra loro secondo la legge di Hooke:

$$\sigma = E\varepsilon \quad (2.6)$$

La costante di proporzionalità E presente nella Eq. 2.6 prende il nome di *modulo elastico* o *modulo di Young* e si misura in [Pa]. Per i materiali metallici, in genere, il modulo elastico assume valori compresi tra $45GPa$ (per il magnesio) e $407GPa$ (per il tungsteno).

Alcuni valori del modulo elastico per alcuni metalli sono mostrati in Tabella 2.1.

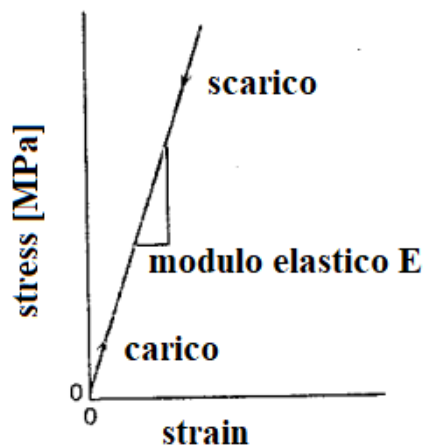


Figura 2.3: Tratto elastico lineare di un grafico stress-strain in fase di carico e scarico per il campo elastico

Lo strain in campo elastico è detto *strain elastico* e il grafico stress-strain è in tal caso lineare: la pendenza del tratto lineare corrisponde al modulo elastico E , come mostrato in Figura 2.3. Il modulo elastico, dunque, non è altro che una misura della rigidità del materiale o, in altri termini, la resistenza che il materiale oppone allo strain elastico. A parità di carico applicato, lo strain elastico risulta minore per materiali con modulo elastico maggiore.

Lo strain elastico è una deformazione *reversibile*, ovvero alla rimozione del carico, che quando applicato ha causato uno strain elastico, il materiale torna esattamente

Tabella 2.1: Valori del modulo elastico, modulo di taglio e coefficiente di Poisson per alcuni materiali metallici

Metalli	Modulo di elasticità [GPa]	Modulo di taglio [GPa]	Coefficiente di Poisson
Acciaio	207	83	0.30
Alluminio	69	25	0.33
Magnesio	45	17	0.29
Nichel	207	76	0.31
Ottone	97	37	0.34
Rame	110	46	0.34
Titanio	107	45	0.34
Tungsteno	407	160	0.28

alla sua configurazione iniziale. Rimanendo in campo elastico, dunque, applicando un carico si percorre il tratto lineare verso l'alto, mentre alla rimozione del carico si percorre lo stesso tratto lineare in senso opposto fino a giungere all'origine degli assi.

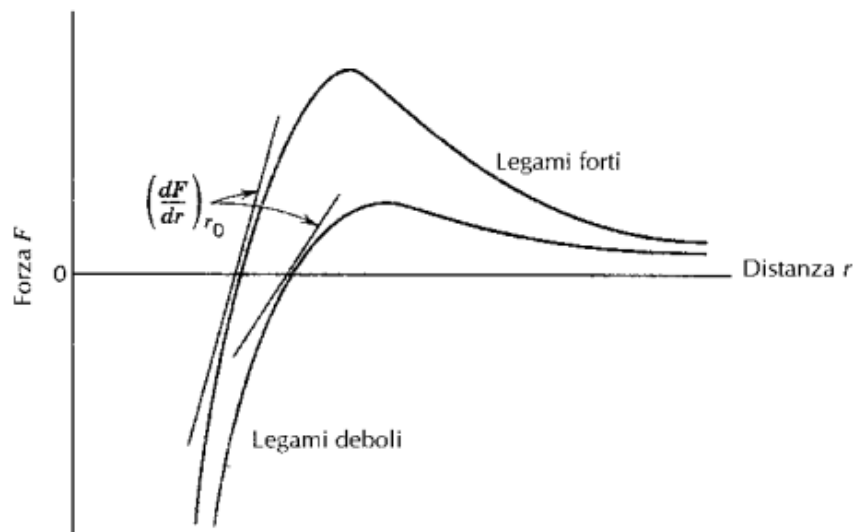


Figura 2.4: Curva forza-distanza interatomica per materiali con legami deboli e forti

A livello atomico, lo strain elastico si individua in piccole variazioni della distanza interatomica nel reticolo cristallino, cioè i legami presenti tra i vari atomi vengono stirati, senza essere rotti e ricostituiti. Per tale motivo, alla rimozione del carico la configurazione torna a coincidere con quella iniziale. In tale ottica, si può definire il modulo elastico E come la resistenza opposta, da parte del materiale, alla separazione di due atomi adiacenti all'interno del reticolo cristallino, quindi una misura delle forze di legame interatomiche. Infatti, il modulo elastico E risulta proporzionale alla pendenza della curva forza-distanza interatomica calcolata alla distanza di equilibrio

r_0 , cioè

$$E \propto \left(\frac{dF}{dr} \right)_{r_0} \quad (2.7)$$

Alcuni esempi sono mostrati in Figura 2.4.

La legge di Hooke indicata dalla Eq. 2.6 è valida nel caso di materiali sottoposti a trazione (o, nel caso di materiali metallici, anche a compressione). Se si considerano sollecitazioni di taglio, la legge si può riscrivere nella forma

$$\tau = G\gamma \quad (2.8)$$

dove

τ è lo stress tangenziale dovuto alla sollecitazione di taglio;

G è il modulo di taglio, costante di proporzionalità che individua la pendenza del tratto elastico, anche qui lineare, nel caso di sollecitazioni di taglio;

γ è lo scorrimento angolare, cioè la deformazione indotta dalla sollecitazione di taglio.

Sempre in campo elastico, se il materiale è isotropo, quando il materiale è soggetto a carico di trazione subisce un allungamento a cui si va ad associare uno strain nella direzione dell'allungamento stesso. Sebbene non siano presenti altri carichi, nel materiale si verifica una contrazione della sezione trasversale perpendicolare alla direzione dell'allungamento, come mostrato in Figura 2.5. Dunque, entrano in gioco degli strain anche nelle direzioni perpendicolari a quella di carico, la cui entità è la medesima.

Sia z la direzione di applicazione del carico di trazione, quindi sia ε_z lo strain in tale direzione. Siano, invece, ε_x e ε_y gli strain che si verificano nelle direzioni perpendicolari a quella di carico z . Allora, si definisce *coefficiente di Poisson* il rapporto, cambiato di segno, dello strain in una delle direzioni perpendicolari a quella di carico e lo strain nella direzione di carico, cioè:

$$\nu = -\frac{\varepsilon_x}{\varepsilon_z} = -\frac{\varepsilon_y}{\varepsilon_z} \quad (2.9)$$

Il segno negativo nella Eq. 2.9 è intordotto al fine di rendere il coefficiente di Poisson ν sempre positivo.

Tramite il coefficiente di Poisson è possibile correlare il modulo di elasticità E ed il modulo di taglio G , secondo la relazione

$$E = 2G(1 + \nu) \quad (2.10)$$

È bene sottolineare che quanto detto è valido nell'ipotesi di materiale isotropo.

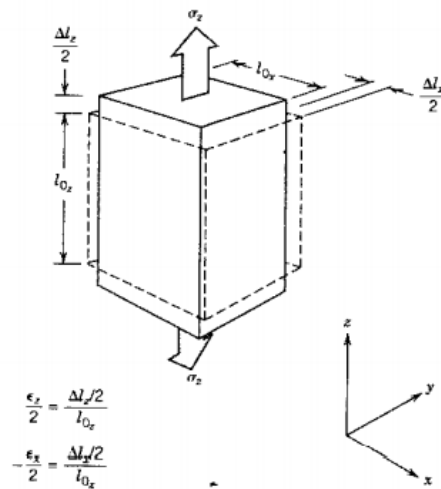


Figura 2.5: Allungamento assiale e contrazioni laterali generate da una sollecitazione di trazione

2.2.5 Campo plastico

Nel caso di molti materiali metallici, il campo di deformazione rimane elastico fino a strain pari allo 0.5%. Superato tale valore si perde la linearità del legame stress-strain, quindi non vale più la legge di Hooke indicata dalla Eq. 2.6, e compare uno strain plastico, permanente e non recuperabile allo scarico. Esempi di curve in campo plastico sono riportate in Figura 2.6.

Dal punto di vista atomico, la deformazione plastica corrisponde alla rottura dei legami interatomici e allo scorrimento relativo dei piani interatomici del reticolo cristallino, con conseguente formazione di nuovi legami tra gli atomi che hanno cambiato la loro posizione: alla rimozione del carico gli atomi non tornano nella loro posizione iniziale, in virtù dei nuovi legami formati tra gli atomi, e non c'è il completo recupero della deformazione, che diventa permanente.

Una volta caricato un materiale fino ad entrare in campo plastico, la rottura dei legami atomici e lo scorrimento dei piani cristallini, con la conseguente formazione di nuovi legami, causa, come detto, una deformazione plastica permanente nel materiale. Fin quando il carico rimane applicato sul materiale, l'entità dello strain è esattamente quello visualizzato dal grafico stress-strain. Alla rimozione del carico, però, lo strain risultante sul materiale, detto strain residuo, è di entità minore. Questo perché, sebbene si sia raggiunto il campo plastico delle deformazioni, parte della deformazione subita dal materiale è comunque elastica: proprio questa componente di deformazione viene recuperata allo scarico, da cui lo strain residuo minore. Essendo il recupero della deformazione elastico, la direzione della rimozione del carico è parallela al tratto elastico lineare della curva stress-strain del materiale, consiste cioè in una retta con pendenza pari al modulo elastico E del materiale, che individua sull'asse delle ascisse esattamente lo strain residuo, come mostrato in Figura 2.7.

Andando a caricare nuovamente un materiale entrato in campo plastico e scaricato, sempre mostrato in Figura 2.7, il percorso di carico segue il percorso di scarico precedente, in verso opposto, e raggiunge il limite di snervamento ad un valore differente rispetto al caso di materiale vergine: è questo il fenomeno dell'*hardening* (o incrudimento), che sarà affrontato nella trattazione.

In campo plastico, la variazione delle dimensioni del materiale soggetto a carico avviene con l'ipotesi di costanza del volume, cosa che non si verifica invece nel campo elastico: il volume complessivo del materiale resta invariato quando occorrono deformazioni plastiche. In tali condizioni allora si può considerare che

$$V = A_0 L_0 = AL \quad (2.11)$$

essendo A_0 e L_0 le dimensioni iniziali e A e L le dimensioni attuali del materiale soggetto a carico.

Sfruttando tale condizione e ricordando le Eq. 2.1 Eq. 2.2 Eq. 2.5 Eq. 2.4 è possibile riscrivere il legame tra stress e strain ingegneristici e reali come

$$\varepsilon_{true} = \ln\left(1 + \frac{L}{L_0}\right) = \ln(1 + \varepsilon_{ing}) \quad (2.12)$$

$$\sigma_{true} = \frac{F}{A} = \frac{F}{A_0 \frac{L_0}{L}} = \sigma_{ing}(1 + \varepsilon_{ing}) = \sigma_{ing} e^{\varepsilon_{true}} \quad (2.13)$$

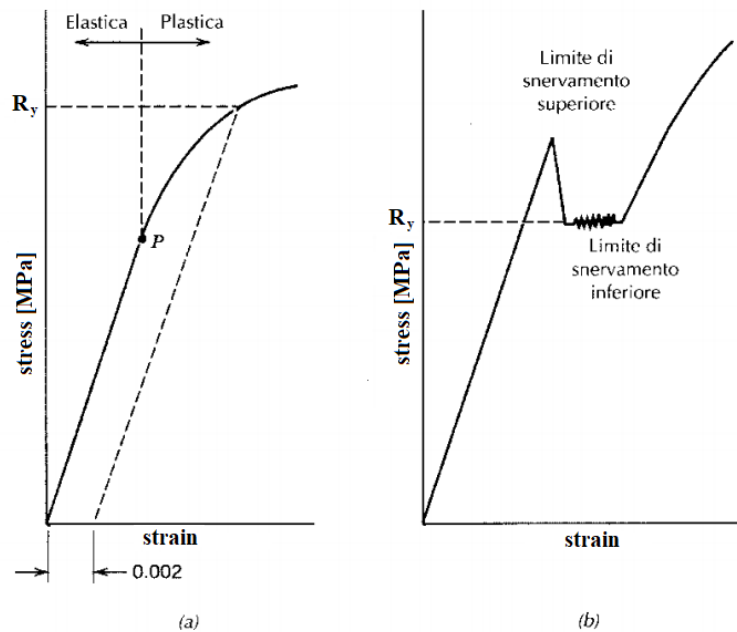


Figura 2.6: Esempi di campo plastico di un materiale metallico generico (a) e di alcuni acciai (b).

Le Eq. 2.12 e Eq. 2.13 sono valide fino all'innescarsi del necking.

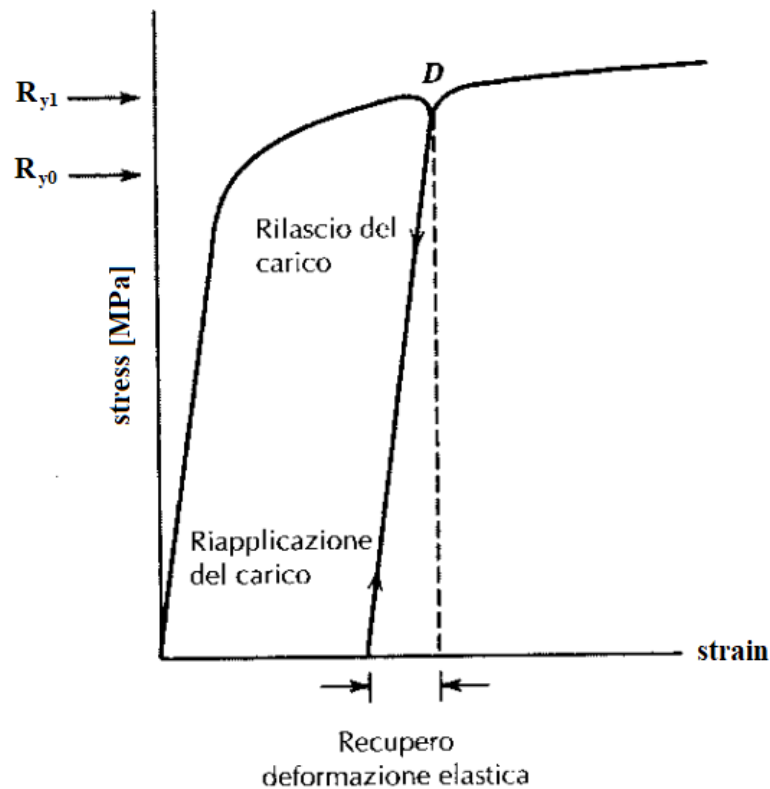


Figura 2.7: Carico e scarico di un materiale in campo plastico: la fase di scarico segue una retta inclinata di E , modulo elastico del materiale. In un nuovo ciclo di carico, lo snervamento si verifica ad un valore di stress differente, in questo caso maggiore

Snervamento

In molti casi di progettazione, il limite di funzionalità di un componente viene posto con il termine del campo elastico, per cui si richiede che gli stress e gli strain che si verificano nel componente siano sempre elastici. Tale condizione è indicata con il nome *limite di proporzionalità* o *limite di snervamento*, indicato con la lettera P in Figura 2.6 e va ad individuare il fenomeno dello *snervamento*. In molti casi, tale condizione corrisponde alla situazione di carico in cui nel materiale si registra alla rimozione del carico uno strain residuo dello 0.2%. Lo stress corrispondente, indicato spesso come $R_{y,0.2}$, si definisce *resistenza allo snervamento*. Tale stress misura la resistenza del materiale ad essere deformato plasticamente.

Nel caso di alcuni materiali metallici, tra cui alcuni acciai, la transizione da campo elastico a campo plastico è più marcata rispetto al caso generale ed è mostrata in Figura 2.6. È possibile individuare una *zona di snervamento* in cui delimitata da un *limite di snervamento superiore* e un *limite di snervamento inferiore*: il limite di proporzionalità coincide con il limite di snervamento superiore, da cui lo stress diminuisce leggermente per fluttuare, al crescere dello strain, attorno ad un valor

medio, appunto il limite di snervamento inferiore. Da qui in poi, lo stress torna a crescere con l'aumentare dello strain e l'andamento della curva diventa analogo a quello del caso generale. Per i metalli che presentano un tale comportamento la resistenza di snervamento coincide con il limite di snervamento inferiore.

Resistenza a rottura

Superato il limite di snervamento, lo stress necessario per deformare il materiale metallico continua a crescere fino a che non si raggiunge un valore massimo, la *resistenza a rottura* indicata come *UTS* (dall'inglese ultimate tensile strength). Continuando a caricare il materiale oltre tale punto, lo stress inizia a diminuire, così come la curva, nonostante lo strain continui ad aumentare, fino a giungere alla rottura del materiale. Dunque, la *UTS* consiste nel massimo carico che un materiale può sostenere a trazione ed oltre il quale giunge a rottura. In Figura 2.8 è mostrata la curva stress-strain ingegneristica di un materiale, evidenziando la *UTS* e le deformazioni del provino lungo tutto il processo di carico fino alla frattura.

In corrispondenza dello stress massimo, si innesca il fenomeno del *necking*: se per il tratto di curva precedente a questo punto le deformazioni subite dal materiale sono distribuite in maniera uniforme su tutta la sua lunghezza, da questo punto in poi sono tutte localizzate in un unico punto del materiale, che subisce un restringimento di sezione. La frattura che sopraggiunge in un materiale per cui un carico ha superato la *UTS* si verifica esattamente nel punto in cui si è innescato il necking.

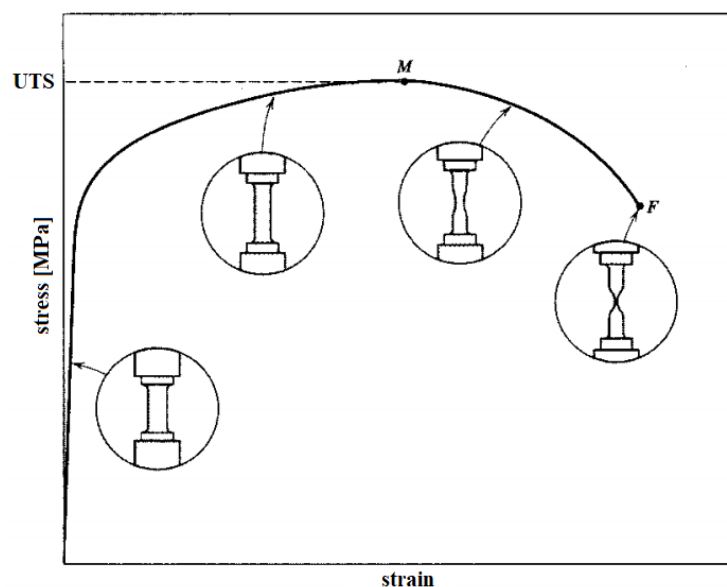


Figura 2.8: Curva stress-strain ingegneristica con le deformazioni messe in evidenza nei vari punti. Il punto *M* corrisponde all'incipiente necking.

2.3 Prova di trazione monoassiale

La prova sperimentale per determinare la curva stress-strain di un materiale e le principali proprietà meccaniche utili alla progettazione è la *prova di trazione monoassiale*, regolamentata attualmente dalla normativa **UNI EN ISO 6892-1:2020** [12].

Nella prova di trazione un provino di geometria opportuna viene tirato fino a rottura con un carico di trazione parallelo all'asse del provino stesso, causando uno stato tensionale monoassiale, in un tempo relativamente breve e ad una velocità costante, rendendo la prova di trazione una prova statica. Eventuali disallineamenti del provino causerebbero l'invalidazione dei dati, poiché lo stato tensionale risultante non risulterebbe monoassiale ed entrerebbero in gioco effetti indesiderati, quale, ad esempio, il bending.

Tale prova viene condotta per mezzo di una macchina che può essere schematizzata in Figura 2.9, in cui si possono identificare le seguenti parti principali:

- gli afferraggi, in cui si alloggia il provino da sottoporre al test e lo mantengono in asse;
- il pistone attuatore, collegato ad uno degli afferraggi, che impone lo spostamento per mettere in trazione il provino;
- la cella di carico, che registra in ogni istante l'entità del carico applicato per imporre lo spostamento al provino;
- l'estensometro, un trasduttore che rileva in ogni istante l'allungamento subito dal provino;
- la traversa aggiustabile, che può essere regolata in base alle dimensioni del provino.

In alcuni casi, al posto dell'estensometro sono presenti degli estensimetri che registrano in modo diretto la deformazione subita dal provino durante la prova.

Le modalità di esecuzione di una prova di trazione sono due:

1. *in controllo di forza*, dove si applica un carico arbitrario e si registra l'allungamento subito dal provino;
2. *in controllo di spostamento*, in cui si applica uno spostamento noto al provino, si registra tramite la cella di carico il carico corrispondente in ogni istante, così come l'allungamento subito dal provino a causa dello spostamento.

Tra le due modalità di esecuzione, la più usata è quella in controllo di spostamento, in quanto è meno complesso registrare i dati di forza e permette di ottenere dati migliori. Ad ogni modo, sono entrambe modalità di esecuzione valide ed usate.

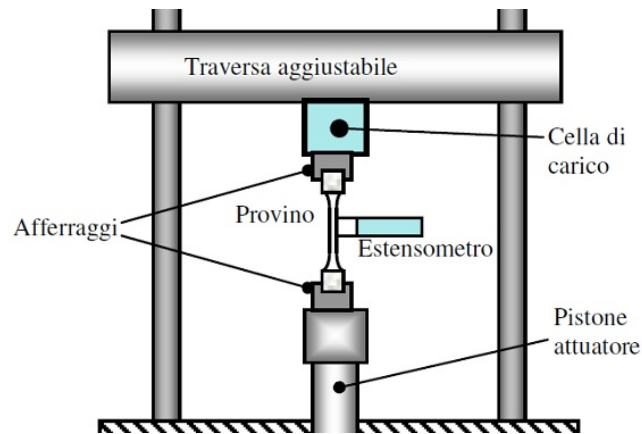


Figura 2.9: Schema della macchina con cui esegue una prova di trazione monoassiale

Nel caso di prova condotta in controllo di spostamento, come detto, si applica uno spostamento arbitrario, noto sin dall'inizio, al provino tramite il pistone attuatore, in modo da portarlo a rottura: la cella di carico registra in ogni istante l'entità del carico applicato per raggiungere lo spostamento imposto mentre l'estensometro rileva l'allungamento del tratto utile del provino.

Si ottiene in questo modo un grafico forza-allungamento che permetterà di ottenere i dati relativi al comportamento del materiale in termini di stress e strain ingegneristici:

- lo stress ingegneristico è determinato rapportando il valore di forza registrato dalla cella di carico in ogni istante con l'area della sezione trasversale iniziale del tratto utile del provino, come indicato dalla Eq. 2.1;
- lo strain ingegneristico è determinato rapportando l'allungamento rilevato in ogni istante dall'estensometro con la lunghezza iniziale del tratto utile stesso, come indicato dalla Eq. 2.2.

Il risultato è la curva stress-strain ingegneristica del materiale, da cui tramite operazioni di post-processing è possibile ricavare i valori delle principali proprietà meccaniche del materiale.

2.3.1 Provino per la prova di trazione

La tipologia dei provini usati per la prova di trazione monoassiale può variare in base al componente che sarà realizzato con quel materiale.

Nel caso di componenti ad elevato spessore si fa uso di provini cilindrici, mostrati in Figura 2.10. Per tali provini si individuano le seguenti sezioni:

- tratto utile, la parte principale del provino, di cui si registra l'allungamento tra la sezione iniziale e finale per determinare lo strain ingegneristico del materiale;
- tratto a sezione costante, compreso tra i due archi di raccordo;

- afferraggi, che permettono la presa del provino da parte della macchina per eseguire la prova di trazione. Questi presentano un diametro maggiore rispetto al tratto utile;
- archi di raccordo, che permettono la riduzione del diametro da quello degli afferraggi a quello del tratto utile e consentono di avere uno stato tensionale monoassiale nel tratto utile.

Le dimensioni caratteristiche di un provino circolare sono mostrate in figura Figura 2.10.

Nel caso di componenti a sezione sottile, si conduce la prova di trazione su provini piatti ricavati direttamente dal componente, quindi aventi lo stesso spessore. Esempi di questa tipologia di provini sono mostrati in Figura 2.11.

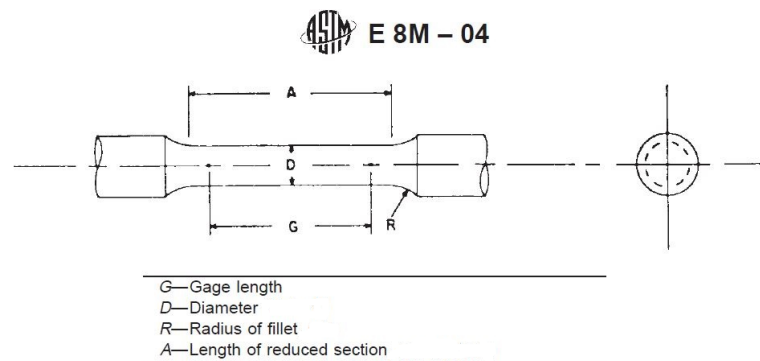


Figura 2.10: Provino circolare per la prova di trazione monoassiale e sue dimensioni.



Figura 2.11: Provini piatti per la prova di trazione monoassiale.

2.4 Plasticità

Molto spesso, il limite di funzionalità dei materiali metallici per la progettazione coincide con il limite di snervamento. In molte applicazioni, però, sono richiesti componenti dalla forma particolare che può essere ottenuta solo tramite processi di

deformazione, applicando carichi che portano il materiale in campo plastico. Dunque, è molto importante conoscere il comportamento plastico dei materiali.

2.4.1 Microplasticità

I metalli sono materiali policristallini, in cui gli atomi sono disposti secondo un ordine definito all'interno del reticolo cristallino. Le deformazioni plastiche, a livello atomico, sono causate dalla rottura dei legami atomici e dallo scorrimento dei piani del reticolo cristallino sotto l'azione del carico esterno e la ricomposizione di nuovi legami (Figura 2.12: all'interno del reticolo la struttura resta la stessa ma si modifica alle estremità del cristallo).

Per quanto riguarda la deformazione plastica, per i metalli si può affermare che:

- è un fenomeno che avviene con la *costanza del volume*, cioè lo scorrimento plastico non causa variazione nel volume del materiale. Questo è vero per materiali non porosi: in tal caso, con carico di compressione, la costanza del volume non è più valida;
- la deformazione plastica è un processo “di taglio”, cioè è causato solo dagli stress del tensore deviatorico ed è quindi indipendente dagli stress idrostatici (che causano variazioni di volume);
- il fenomeno dello scorrimento plastico per materiali policristallini, quali i metalli, è un fenomeno *isotropo*: essendo un materiale policristallino costituito da un gran numero di grani cristallini orientati tra loro in maniera casuale, senza una direzione preferenziale, sebbene per ogni grano la situazione sia differente, l'effetto globale che si ottiene allo scorrimento plastico è lo stesso in ciascuna direzione del materiale.

Per verificare che la plasticità è un fenomeno legato allo scorrimento dei piani cristallini all'interno del reticolo basta effettuare la prova di trazione su singolo cristallo. Se questo non viene vincolato nelle direzioni perpendicolari a quella di carico in corrispondenza delle sue estremità, superato il limite di snervamento si potranno individuare facilmente i piani atomici lungo i quali si è verificato lo scorrimento, in genere orientati a 45° , e si otterrà uno spostamento laterale del monocristallo, come mostrato in figura Figura 2.13.

Se invece le estremità vengono vincolate, il monocristallo subisce una distorsione.

Lo scorrimento dei piani atomici quando un materiale policristallino è soggetto ad un carico esterno non avviene in maniera casuale, bensì avviene su determinati piani atomici orientati lungo delle direzioni preferenziali. La combinazione di un piano di scorrimento e di una direzione di scorrimento si definisce *sistema di scorrimento*: i piani di scorrimento sono, in genere, i piani con un impacchettamento di atomi maggiormente denso mentre le direzioni di scorrimento sono le direzioni lungo cui la distanza interatomica è minore.

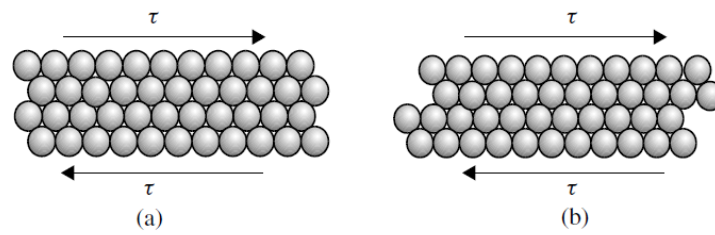


Figura 2.12: Scorrimento dei piani cristallini all'interno di un reticolo cristallino

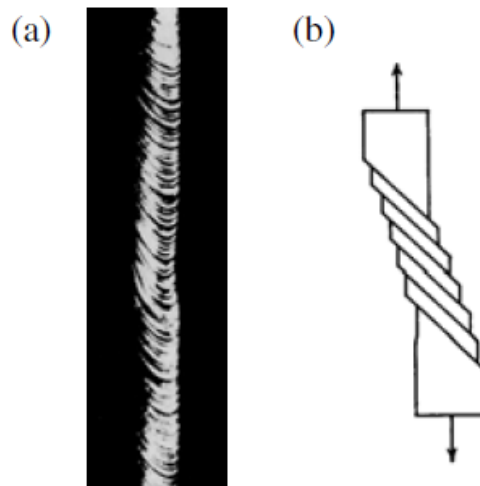


Figura 2.13: Prova di trazione eseguita su un monocristallo di zinco (a) e schema di una prova di trazione eseguita su un monocristallo (b)

Si consideri nuovamente un monocristallo, di sezione trasversale A , sottoposto ad un carico di trazione parallelo al suo asse, individuato dal vettore \hat{t} . Sia il piano di scorrimento attivo il piano di normale \hat{n} , inclinato di un angolo ϕ rispetto a \hat{t} , e la direzione di scorrimento la direzione individuata dal vettore \hat{s} , inclinato di un angolo λ , come mostrato in Figura 2.14.

Se lo stress di trazione dovuto al carico applicato è σ , allora il carico in direzione \hat{t} è pari a

$$F_{\hat{t}} = A \cdot \sigma \quad (2.14)$$

La forza nella direzione di scorrimento, proiezione del carico di trazione lungo \hat{s} , agisce sulla sezione A' , individuate rispettivamente da

$$F_{\hat{s}} = A \cdot \sigma \cos(\lambda) \quad (2.15)$$

$$A' = \frac{A}{\cos(\phi)} \quad (2.16)$$

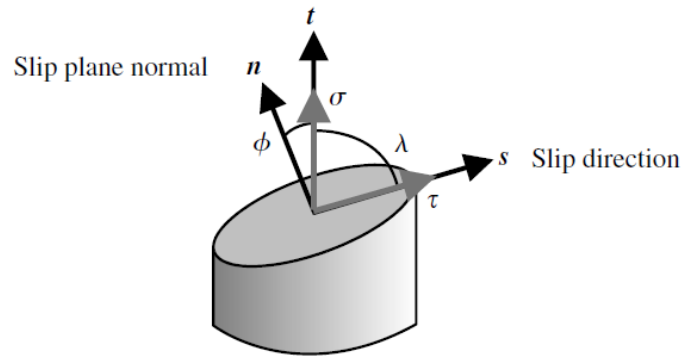


Figura 2.14: Monocrystallo soggetto a carico di trazione in direzione \hat{t} , con piano di scorrimento di normale \hat{n} e direzione di scorrimento \hat{s} .

Lo stress tangenziale risultante sarà allora individuato dalla legge di Schmid, secondo cui

$$\tau = \frac{F_{\hat{s}}}{A'} = \sigma \cdot \cos(\lambda) \cos(\phi) = \sigma (\hat{t} \cdot \hat{s}) (\hat{t} \cdot \hat{n}) \quad (2.17)$$

Lo scorrimento del piano cristallino attivo lungo la direzione di scorrimento e lo snervamento del materiale si verificano allora quando lo stress tangenziale teorico raggiungerà un valore limite.

Il valore dello stress di trazione σ che causa lo snervamento in un monocrystallo varia con l'inclinazione tra il carico e il piano basale del monocrystallo, come mostrato in Figura 2.15, e ha valore minimo per un angolo di 45° .

In realtà, il valore teorico dello stress tangenziale per lo snervamento previsto dalla Legge di Schmid è di alcuni ordini di grandezza superiore a quello reale, questo perché si considera un reticolo cristallino perfetto esente da difetti. Nella realtà, infatti, il reticolo è affetto da difetti di punto e di linea, tra cui le *dislocazioni*, in numero elevato che facilitano il riarrangiamento degli atomi nel reticolo e lo scorrimento dei piani atomici, comportando un carico per lo snervamento minore a quello previsto dalla teoria.

2.4.2 Plasticità nei continui

In relazione alla deformazione subita da un materiale metallico sottoposto ad un carico, si fa uso di una definizione dello strain globale che è *additiva*. È possibile, infatti, definire lo strain complessivo come somma di strain elastico e strain plastico, secondo

$$\varepsilon = \varepsilon_e + \varepsilon_p \quad (2.18)$$

Poiché alla rimozione del carico si recupera la componente elastica dello strain e il percorso di scarico è parallelo al tratto elastico con pendenza E , la tensione

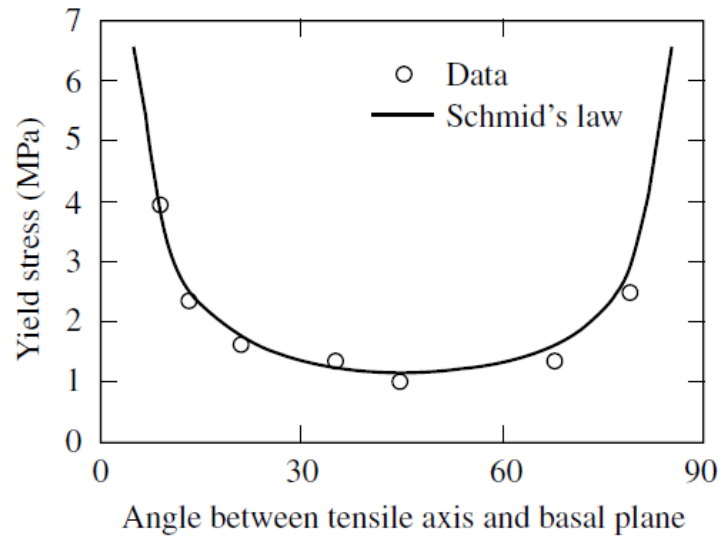


Figura 2.15: Dipendenza della resistenza allo snervamento di un monocristallo rispetto all'angolo tra asse del monocristallo e piano basale.

raggiunta durante l'applicazione del carico ha valore pari a

$$\sigma = E\varepsilon_e = E(\varepsilon - \varepsilon_p) \quad (2.19)$$

In molti materiali metallici però la componente elastica dello strain è di molti ordini di grandezza inferiore a quella plastica, dunque trascurabile, ed è possibile approssimare lo strain globale con la sua sola componente plastica.

Costanza del volume

Le deformazioni in campo plastico avvengono sotto le condizioni di costanza del volume. Andando a considerare il tensore degli strain rate $\dot{\varepsilon}$, è possibile esprimere tali condizioni considerando nulla la sua traccia, ovvero

$$tr(\dot{\varepsilon}) = \dot{\varepsilon}_{xp} + \dot{\varepsilon}_{yp} + \dot{\varepsilon}_{zp} = 0 \quad (2.20)$$

Volendo considerare il tensore degli strain ε si può anche scrivere invece

$$tr(\varepsilon) = \varepsilon_{xp} + \varepsilon_{yp} + \varepsilon_{zp} = 0 \quad (2.21)$$

Stress effettivo (o equivalente) e strain rate plastico effettivo

Nel caso monoassiale il fenomeno dello snervamento incorre quando lo stress causato dal carico esterno raggiunge il valore della resistenza allo snervamento del materiale, cioè

$$\sigma = R_y \quad (2.22)$$

Sulla base di ciò si può quindi affermare che in un caso monoassiale

$$\begin{cases} \text{se } \sigma < R_y & \text{campo elastico} \\ \text{se } \sigma = R_y & \text{snervamento} \\ \text{se } \sigma > R_y & \text{campo plastico} \end{cases} \quad (2.23)$$

Quando si ha uno stato tensionale complesso il caso è però multiassiale e la situazione non è più così semplice. Si ricorre, dunque, alla definizione di un **criterio di snervamento**, una funzione delle componenti del tensore degli stress $\boldsymbol{\sigma}$ che individua la condizione di snervamento del materiale. Avendo visto che lo snervamento è indipendente dagli stress idrostatici, è lecito affermare che la funzione di snervamento sarà dipendente dalle componenti del tensore deviatorico degli stress $\boldsymbol{\sigma}_{dev}$, definito dalle Eq. 2.24 e Eq. 2.25 nel caso generico e nel caso delle tensioni principali rispettivamente.

$$\boldsymbol{\sigma}_{dev} = \boldsymbol{\sigma} - \sigma_m \mathbf{I} = \begin{bmatrix} \sigma_{11} - \sigma_m & \sigma_{12} & \sigma_{13} \\ \sigma_{12} & \sigma_{22} - \sigma_m & \sigma_{23} \\ \sigma_{13} & \sigma_{23} & \sigma_{33} - \sigma_m \end{bmatrix} \quad (2.24)$$

$$\boldsymbol{\sigma}_{dev} = \boldsymbol{\sigma} - \sigma_m \mathbf{I} = \begin{bmatrix} \sigma_1 - \sigma_m & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_2 - \sigma_m & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_3 - \sigma_m \end{bmatrix} \quad (2.25)$$

Il criterio di snervamento più largamente usato è il *criterio di Von Mises*, che va a definire uno stress effettivo o equivalente scalare, individuato dalle relazioni Eq. 2.26 e Eq. 2.27 nel caso generico e nelle direzioni principali rispettivamente.

$$\sigma_e = \left[\frac{3}{2} (\sigma_{11}^2 + \sigma_{22}^2 + \sigma_{33}^2 + 2\sigma_{12}^2 + 2\sigma_{13}^2 + 2\sigma_{23}^2) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.26)$$

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.27)$$

Usando la notazione tensoriale, la notazione vettoriale di Voigt e la notazione indiciale di Einstein è possibile riscrivere in modo compatto lo stress effettivo nei seguenti modi:

$$\sigma_e = \left(\frac{3}{2} \boldsymbol{\sigma}_{dev} : \boldsymbol{\sigma}_{dev} \right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{3}{2} \bar{\boldsymbol{\sigma}}_{dev} \cdot \bar{\boldsymbol{\sigma}}_{dev} \right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{3}{2} \sigma_{dev,ij} \sigma_{dev,ij} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.28)$$

In modo analogo si va a definire uno *strain rate plastico effettivo*.¹

$$\dot{p} = \left(\frac{2}{3} \dot{\epsilon}_p : \dot{\epsilon}_p \right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{2}{3} \dot{\epsilon}_p \cdot \dot{\epsilon}_p \right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{2}{3} \dot{\epsilon}_{p,ij} \dot{\epsilon}_{p,ij} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.29)$$

Criterio di snervamento di Von Mises

Il criterio di snervamento di Von Mises è il criterio di snervamento più usato nel caso di materiali metallici, valido nel caso in cui il materiale presenti un comportamento isotropo e non sia poroso.

La funzione di snervamento viene definita osservando che:

1. lo snervamento è un fenomeno indipendente dal tensore idrostatico degli stress, dunque la funzione di snervamento dovrà essere funzione del solo tensore deviatorico σ_{dev} ;
2. per materiali policristallini lo snervamento è un fenomeno isotropo, per cui la funzione di snervamento dovrà essere una funzione simmetrica delle componenti del tensore deviatorico degli stress;
3. il valore, in modulo, della tensione di snervamento al primo ciclo è lo stesso a trazione e a compressione, allora la funzione di snervamento dovrà essere dispari.

La funzione definita dal criterio di Von Mises è data, dunque, da

$$f_{vm} = \sigma_e - R_y = \left(\frac{3}{2} \sigma_{dev} : \sigma_{dev} \right)^{\frac{1}{2}} - R_y = 0 \quad (2.30)$$

dove R_y è la resistenza allo snervamento del materiale.

Quando le condizioni di carico sono tali da soddisfare tale condizione avviene lo snervamento.

La Eq. 2.30 individua nello spazio delle tensioni principali $\sigma_1 - \sigma_2 - \sigma_3$ una regione cilindrica con asse inclinato individuato dalla retta $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$ passante per l'origine, come mostrato in Figura 2.16. Se il punto che individua le condizioni di carico a cui il materiale è sottoposto si trova all'interno della regione cilindrica si è in campo elastico. Quando tale punto, invece, si trova sulla superficie esterna del cilindro si verifica lo snervamento.

È importante notare che, poiché il tensore idrostatico degli stress non influenza il fenomeno dello snervamento, se il valore delle tensioni $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ risultasse infinito ma comunque si verificasse che $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$, lo snervamento del materiale non avverrebbe.

Nel caso piano, il criterio di snervamento di Von Mises può essere riformulato considerando nulle le componenti di tensione lungo una delle tre direzioni. Considerando,

¹Il simbolo $:$ indica il *double dot product*, operazione di doppia contrazione tra due tensori, mentre il simbolo \cdot , usato con i vettori, indica il prodotto scalare.

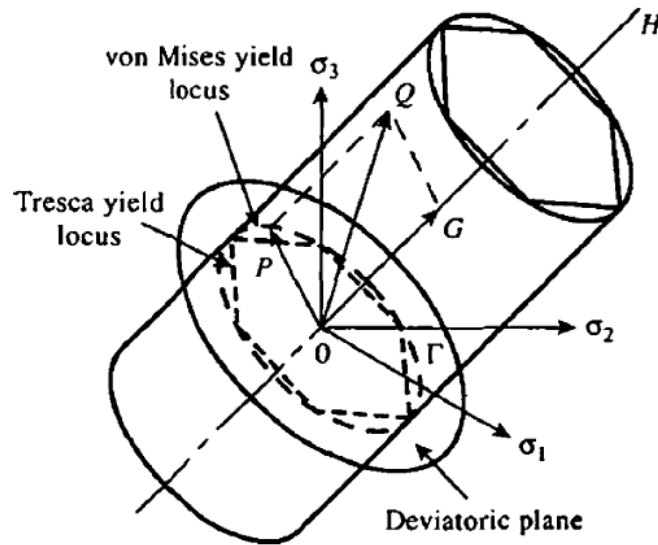


Figura 2.16: Regione cilindrica individuata dal criterio di Von Mises nello spazio delle tensioni principali. La retta H individua l'asse del cilindro passante per l'origine.

per comodità, il caso delle tensioni principali in cui $\sigma_3 = 0$, il criterio di Von Mises può essere riformulato nella Eq. 2.31.

$$f_{vm} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[2\sigma_1^2 + 2\sigma_2^2 - 2\sigma_1\sigma_2 \right]^{\frac{1}{2}} - R_y = 0 \quad (2.31)$$

La regione definita dal criterio di Von Mises è data, in tal caso, da un'ellisse, che prende il nome di *ellisse di Von Mises*, individuato dall'intersezione di un piano con il cilindro, come mostrato in Figura 2.17. Lo snervamento si verifica, dunque, quando il punto che individua le condizioni di carico, nello stato piano si trova sulla superficie esterna dell'ellisse.

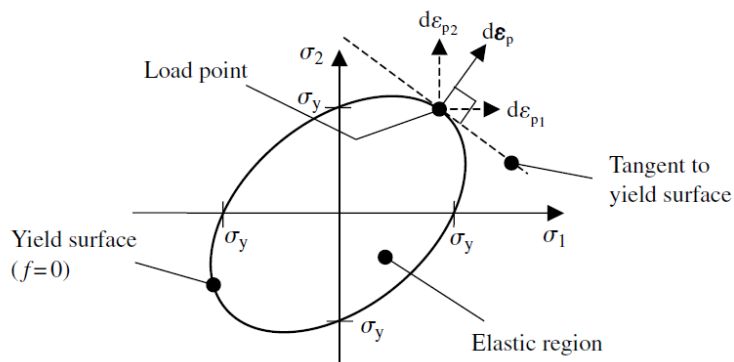


Figura 2.17: Ellisse di Von Mises nel caso in cui $\sigma_3 = 0$.

Ipotesi di normalità della plasticità

Una volta raggiunto lo snervamento e che il punto di carico si raggiunge la superficie della regione di snervamento, se si continua ad aumentare il carico agente sul materiale si verifica il *flusso plastico*, la cui direzione è individuata dall'ipotesi di normalità. Tale ipotesi afferma che l'incremento del tensore degli strain plastici avviene in direzione normale alla superficie di snervamento nel punto di carico, come mostrato in Figura 2.17. Quindi il flusso plastico avviene in modo che sia rispettata la seguente condizione:

$$d\boldsymbol{\varepsilon}_p = d\lambda \frac{\partial f}{\partial \boldsymbol{\sigma}} \quad \text{oppure} \quad \dot{\boldsymbol{\varepsilon}}_p = \dot{\lambda} \frac{\partial f}{\partial \boldsymbol{\sigma}} \quad (2.32)$$

dove

$\frac{\partial f}{\partial \boldsymbol{\sigma}}$ è il gradiente della funzione di snervamento di Von Mises, espresso dalla Eq. 2.33;

$d\lambda$ (o $\dot{\lambda}$) è uno scalare detto *moltiplicatore plastico*.

Il gradiente della funzione vale

$$\frac{\partial f}{\partial \boldsymbol{\sigma}} = \frac{3\boldsymbol{\sigma}_{dev}}{2\sigma_e} \quad (2.33)$$

allora è possibile riscrivere l'incremento del tensore degli strain plastici come

$$\partial \boldsymbol{\varepsilon}_p = d\lambda \frac{3\boldsymbol{\sigma}_{dev}}{2\sigma_e} \quad (2.34)$$

A questo punto è utile definire un *incremento di deformazione plastica effettiva* in modo del tutto analogo a quanto fatto con lo strain rate plastico effettivo, definito dalla Eq. 2.29, per cui

$$dp = \left(\frac{2}{3} \partial \boldsymbol{\varepsilon}_p : \partial \boldsymbol{\varepsilon}_p \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.35)$$

Combinando la Eq. 2.35 con la Eq. 2.34 si può vedere che $dp = d\lambda$. Allora l'incremento del tensore degli strain plastici si può riscrivere come

$$\partial \boldsymbol{\varepsilon}_p = \frac{3}{2} dp \frac{\boldsymbol{\sigma}_{dev}}{\sigma_e} \quad (2.36)$$

La Eq. 2.36 dice dunque che per definire l'incremento del tensore degli strain plastici è sufficiente determinare dp o $d\lambda$.

Condizione di consistenza

La condizione di consistenza descrive il comportamento del punto di carico nello spazio delle tensioni quando si raggiunge lo snervamento e si continua a caricare il materiale.

Una volta raggiunta la superficie individuata dalla funzione di Von Mises e continuando ad aumentare il carico, il punto di carico rimane sulla superficie della regione di Von Mises: necessariamente la superficie della regione, e dunque la regione stessa, deve modificarsi affinché ciò sia verificato. La condizione di consistenza permette, inoltre, di determinare il moltiplicatore plastico $d\lambda$, o analogamente l'incremento effettivo di deformazione plastica dp .

La funzione di snervamento, in genere, è funzione delle componenti del tensore deviatorico ma, alla luce della condizione di consistenza, anche della deformazione plastica effettiva p , di cui si vuole determinare l'incremento, e in altri casi anche di altre grandezze (come si vedrà, più avanti, per l'hardening cinematico). Allora si può scrivere per la funzione di snervamento di Von Mises

$$f_{vm}(\boldsymbol{\sigma}, p) = \sigma_e(\boldsymbol{\sigma}) - R_y(p) = 0 \quad (2.37)$$

Per una variazione infinitesima di tensione e della deformazione plastica effettiva, a snervamento raggiunto, considerando la condizione di consistenza, si può andare a scrivere

$$f_{vm}(\boldsymbol{\sigma} + d\boldsymbol{\sigma}, p + dp) = 0 \quad (2.38)$$

Riscrivendo la Eq. 2.38 nella sua forma espansa si ottiene

$$f_{vm}(\boldsymbol{\sigma}, p) + \frac{\partial f}{\partial \boldsymbol{\sigma}} : d\boldsymbol{\sigma} + \frac{\partial f}{\partial p} dp = \frac{\partial f}{\partial \boldsymbol{\sigma}} : d\boldsymbol{\sigma} + \frac{\partial f}{\partial p} dp = 0 \quad (2.39)$$

in quanto, avendo raggiunto lo snervamento, si ha che $f_{vm}(\boldsymbol{\sigma}, p) = 0$. Per comodità, la condizione di consistenza trovata si può riscrivere usando la notazione vettoriale di Voigt come riportato dalla Eq. 2.40.

$$\frac{\partial f}{\partial \bar{\boldsymbol{\sigma}}} : d\bar{\boldsymbol{\sigma}} + \frac{\partial f}{\partial p} dp = 0 \quad (2.40)$$

Sfruttando la legge di Hooke in forma incrementale, è possibile ottenere l'incremento di tensione come

$$d\bar{\boldsymbol{\sigma}} = \mathbf{C} d\bar{\boldsymbol{\varepsilon}}_e = \mathbf{C}(d\bar{\boldsymbol{\varepsilon}} - \bar{\boldsymbol{\varepsilon}}_p) \quad (2.41)$$

E sostituendo la Eq. 2.32 nella Eq. 2.41 si ottiene per l'incremento di tensione

$$d\bar{\boldsymbol{\sigma}} = \mathbf{C} \left(d\bar{\boldsymbol{\varepsilon}} - d\lambda \frac{\partial f}{\partial \bar{\boldsymbol{\sigma}}} \right) \quad (2.42)$$

Ricordando la Eq. 2.35 e sostituendo l'espressione dell'incremento di tensione trovata nell'equazione di consistenza definita dalla Eq. 2.40 si ottiene la definizione

del moltiplicatore plastico

$$d\lambda = \frac{\frac{\partial f}{\partial \bar{\sigma}} C d\bar{\epsilon}}{\frac{\partial f}{\partial \bar{\sigma}} C \frac{\partial f}{\partial \bar{\sigma}} - \frac{\partial f}{\partial p} \left(\frac{2}{3} \frac{\partial f}{\partial \bar{\sigma}} \cdot \text{frac} \partial f \partial \bar{\sigma} \right)^{\frac{1}{2}}} \quad (2.43)$$

2.5 Hardening

Si definisce *hardening* quel fenomeno per cui i materiali metallici richiedono un carico crescente affinché, una volta raggiunto lo snervamento ed entrato in campo plastico, la deformazione continui ad aumentare.

Inoltre, a causa di tale fenomeno, la resistenza allo snervamento per cicli di carico successivi al primo, sia in trazione che in compressione, risulta in genere maggiore rispetto a quella iniziale. Sebbene questa sia la condizione più generale, in alcuni casi la resistenza risulta diminuita e in tal caso si parla di *effetto Bauschinger*.

Per spiegare tale comportamento, si sono sviluppate teorie che si basano sui *modelli di hardening*: ne esistono di tipologie differenti, ma i principali sono il modello di hardening isotropo, cinematico e combinato.

2.5.1 Hardening isotropo

Nel modello di hardening isotropo la tensione richiesta per deformare ulteriormente un materiale in campo plastico aumenta secondo una funzione dipendente dalla deformazione plastica effettiva accumulata p , che può essere definita come

$$P = \int dp = \int \dot{p} dt \quad (2.44)$$

Secondo tale modello, una volta raggiunto lo snervamento la superficie individuata da $f_{vm} = 0$ si espande in modo uniforme in tutte le direzioni, da cui il nome *isotropo*, mentre il centro della superficie rimane fisso, come mostrato in Figura 2.18. L'espansione avviene perché, oltre al fenomeno dell'hardening, deve essere verificata la condizione di consistenza e il punto di carico deve appartenere alla superficie. Inoltre, per via dell'ipotesi di normalità del flusso plastico, l'espansione avviene in direzione normale alla tangente la superficie in ogni suo punto.

L'entità dell'espansione è funzione della deformazione plastica effettiva accumulata, ciò significa che la resistenza allo snervamento R_y , che compare nel criterio di Von Mises, è funzione di p :

$$R_y = R_y(p) = R_{y0} + r(p) \quad (2.45)$$

dove

R_{y0} è il valore iniziale della resistenza allo snervamento;

$r(p)$ è la *funzione di hardening isotropo*.

La funzione di hardening isotropo $r(p)$ può avere forme differenti ma la sua espressione più comune è data da

$$r(p) = Q \left(1 - e^{-bp} \right) \quad (2.46)$$

essendo

Q il valore di saturazione raggiunto dallo stress;

b una caratteristica del materiale che indica la velocità con cui lo stress raggiunge il valore asintotico di saturazione Q .

Per cui il criterio di Von Mises in caso di hardening isotropo può essere riscritto come

$$f_{vm}(\boldsymbol{\sigma}, p) = \sigma_e(\boldsymbol{\sigma}) - R_{y0} - Q \left(1 - e^{-bp} \right) = 0 \quad (2.47)$$

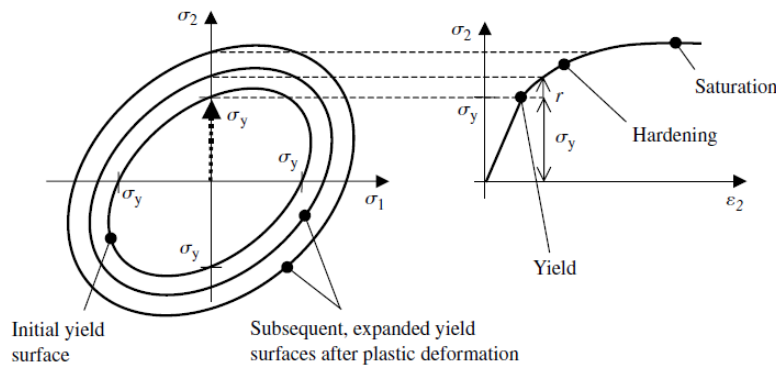


Figura 2.18: Espansione dell'ellisse di Von Mises nel caso di hardening isotropo

[13]

2.5.2 Hardening cinematico

Il modello di *hardening cinematico* è utile al fine di spiegare il comportamento dei materiali quando si verifica l'inversione del carico ed anche l'effetto Bauschinger.

Alla rimozione del carico, sulla curva stress-strain lo stress decresce linearmente lungo una retta di pendenza pari al modulo elastico E in quanto si verifica il recupero dello strain elastico. Continuando a caricare in senso opposto il materiale (se prima il carico era di trazione ora il carico è di compressione) si ottiene un andamento lineare della curva stress-strain, c'è un tratto elastico in compressione, fino a quando non si raggiunge nuovamente il limite di snervamento: in virtù di un hardening isotropo, il nuovo snervamento si raggiunge ad un valore di stress maggiore rispetto a quello iniziale, in quanto la superficie di Von Mises si è espansa in modo uniforme, come mostrato in Figura 2.19.

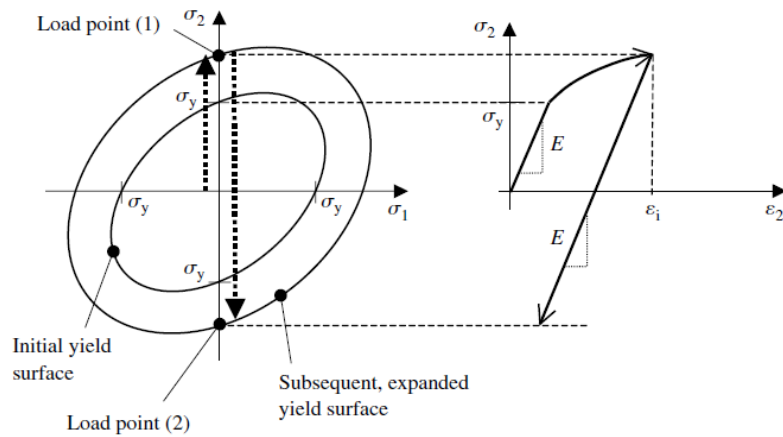


Figura 2.19: Modifica della superficie di snervamento nel caso di hardening isotropo.

In molti casi, però, si riscontra un valore di snervamento minore rispetto a quello iniziale all'inversione del carico, si verifica cioè l'effetto Bauschinger. Il modello di hardening cinematico fornisce una spiegazione per tale comportamento del materiale: la superficie di snervamento non si espande, rimanendo sempre delle stesse dimensioni, di contro il suo centro subisce una traslazione nello spazio delle tensioni, portando con sé tutta la superficie come mostrato in Figura 2.20.

Al primo carico, quindi, raggiunto lo snervamento, un incremento di carico causa un incremento dello stress, un incremento dello strain plastico e una traslazione della superficie individuata da $f_{vm} = 0$. Con la traslazione della superficie, che avviene rispettando l'ipotesi di normalità del flusso plastico, il punto di carico nello spazio delle tensioni rimane sempre sulla superficie stessa, verificando così la condizione di consistenza.

In virtù di tale spostamento, si spiega il valore minore del secondo snervamento all'inversione di carico: caricando in trazione il materiale, raggiunto lo snervamento la superficie trasla verso l'alto, cosicché all'inversione la retta di carico intercetterà la superficie ad un valore di tensione, in valore assoluto, minore.

La traslazione subita dal centro della superficie di snervamento è individuato dal *tensore delle backstress* \mathbf{x} , che risulta essere una funzione variabile dell'incremento di deformazione plastica dp che può assumere forme differenti.

Il criterio di snervamento di Von Mises può essere riformulato in questo caso come una funzione del tensore degli stress e del tensore delle backstress, secondo

$$f_{vm}(\boldsymbol{\sigma}, \mathbf{x}) = \left(\frac{3}{2} (\boldsymbol{\sigma}_{dev} - \mathbf{x}) : (\boldsymbol{\sigma}_{dev} - \mathbf{x}) \right)^{\frac{1}{2}} - R_{y0} = 0 \quad (2.48)$$

essendo in questo caso la resistenza allo snervamento sempre costante e pari al valore iniziale R_{y0} [14].

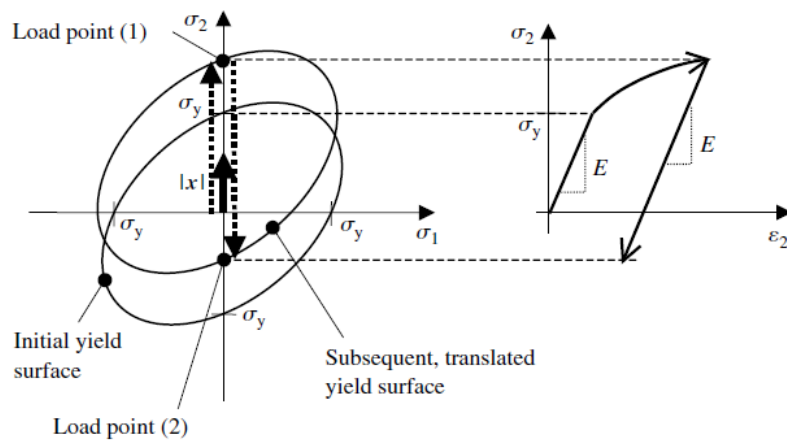


Figura 2.20: Ellisse di Von Mises nel caso di hardening cinematico.

2.5.3 Hardening combinato

Il modello di hardening combinato è un modello di hardening che combina il modello isotropo e il modello cinematico: la superficie di snervamento, raggiunto il limite elastico ed aumentando il carico, si espande in modo uniforme in tutte le direzioni, come previsto dal modello isotropo, e il suo centro trasla nello spazio delle tensioni secondo il tensore delle backstress, come vuole il modello cinematico. Un esempio di come si modifica l'ellisse di Von Mises nel caso di hardening combinato è mostrato in Figura 2.21.

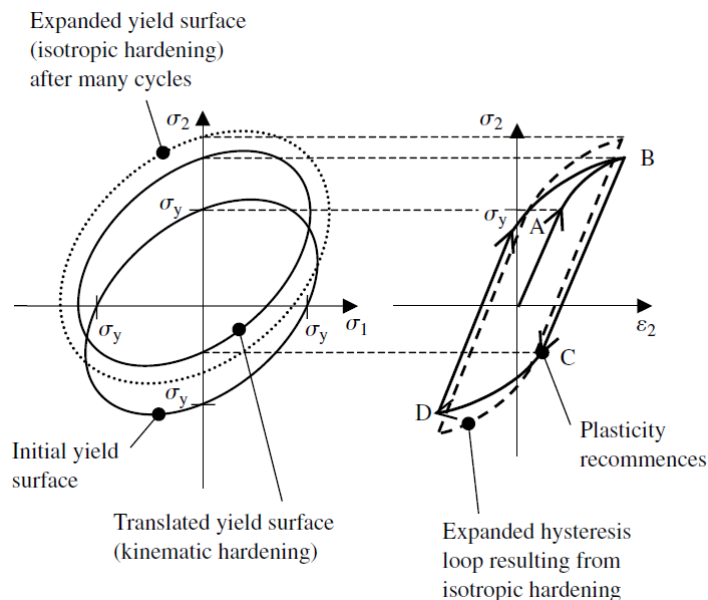


Figura 2.21: Ellisse di Von Mises nel caso di hardening combinato.

Tale modello di hardening è molto utile per quei materiali in cui, sottoposti ad un solo ciclo plastico, è dominante l'hardening cinematico mentre, nel caso di molteplici

cicli di carico, si verifica anche l'hardening isotropo fino a raggiungere la saturazione dello stress.

La funzione di snervamento sarà qui funzione sia del tensore degli stress, sia del tensore delle backstress, sia della deformazione plastica accumulata:

$$F_{vm}(\boldsymbol{\sigma}, \boldsymbol{x}, p) = \left(\frac{3}{2} (\boldsymbol{\sigma}_{dev} - \boldsymbol{x}) : (\boldsymbol{\sigma}_{dev} - \boldsymbol{x}) \right)^{\frac{1}{2}} - R_{yo} - r(p) = 0 \quad (2.49)$$

Sfruttando la forma espansa della Eq. 2.49 e inserendo le funzioni scelte per il tensore delle backstress \boldsymbol{x} e la funzione di espansione $r(p)$ si può determinare il moltiplicatore plastico e definire l'incremento del tensore degli strain plastici $d\varepsilon_p$ [15].

Capitolo 3

Caso di studio

3.1 Introduzione

Conoscere le proprietà meccaniche dei materiali è il primo passo per eseguire una corretta progettazione di un qualsiasi componente o sistema meccanico. Ottenere i dati riguardo materiali da utilizzare è dunque un'operazione necessaria da cui la progettazione non può prescindere. Quando, inoltre, le componenti del sistema subiscono processi di lavorazione che potrebbero alterarne le proprietà è fondamentale eseguire nuovamente le prove sperimentali al fine di risalire ai nuovi valori di tali dati.

3.2 Caso di studio

Il presente elaborato persegue l'obiettivo di indagare come si modificano le proprietà meccaniche principali del materiale di un tubo soggetto ad un processo di swaging, eseguito a freddo, impiegato per la realizzazione dell'outer pipe di sistemi PIP per il trasporto di idrocarburi in un sistema di produzione subsea. Poiché il processo di swaging introduce delle deformazioni plastiche, entra in gioco il fenomeno dell'hardening, che in generale induce una modifica della resistenza allo snervamento e della resistenza a rottura, nonché una riduzione della deformazione ultima. Per tali ragioni, le analisi condotte hanno previsto l'utilizzo di vari modelli di hardening, nello specifico il modello isotropo, cinematico e combinato, al fine di individuare quale tra questi presenti delle corrispondenze con i dati sperimentali.

Le analisi sono state condotte tramite *finite element analysis* (FEA), sfruttando, cioè, un software agli elementi finiti per simulare il processo di swaging subito dal tubo, prima, e la prova di trazione su di un provino estratto dal materiale deformato poi. Il software adottato per svolgere l'analisi e le simulazioni è *ABAQUS*, sviluppato inizialmente dalla Abaqus inc. e poi, dopo l'acquisizione nel 2005, dalla Dassault Systèmes.

I dati ottenuti dalle simulazioni sono stati, infine, elaborati successivamente per determinare le grandezze da andare a confrontare con i dati sperimentali, quali resistenza allo snervamento R_y , resistenza a rottura UTS e deformazione ultima ε_u .

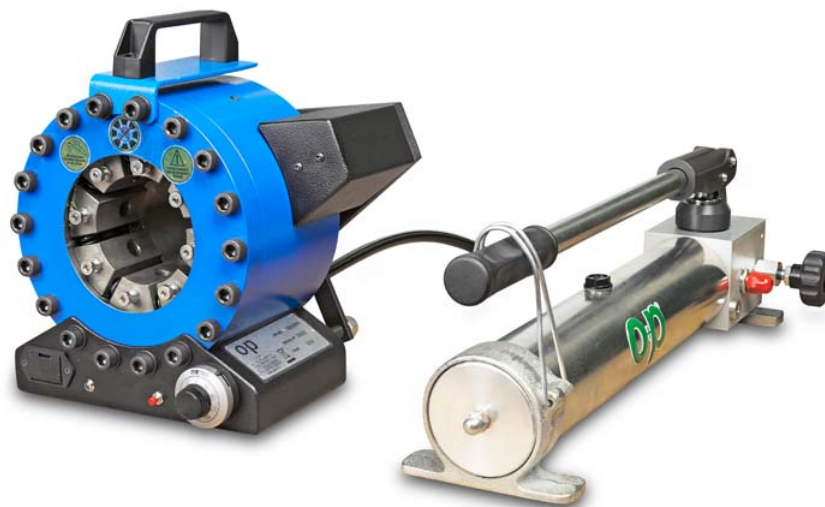


Figura 3.1: Macchina commerciale per eseguire il processo di swaging su componenti di piccole dimensioni. Immagine tratta dal sito www.apexfluid.co.uk

3.2.1 Geometria

La sezione di interesse dell'outer pipe di cui studiare le modifiche del materiale è quella a ridosso del bordo libero, che viene deformato plasticamente per ridurre il diametro e consentirne la saldatura sull'inner pipe. Successivamente, il sistema inner pipe-outer pipe viene saldato in testa ad un'altra sezione di condotta realizzata allo stesso modo. Essendo sede di saldatura e vista la funzione di giunzione svolta, conoscere come si modificano le proprietà del materiale è di primaria importanza per una progettazione efficace.

La geometria iniziale dell'outer pipe e le sue dimensioni sono riportate rispettivamente in Figura 3.2 e in Tabella 3.1.

La riduzione del diametro al bordo libero dell'outer pipe eseguita tramite processo di swaging viene realizzata tramite una macchina dotata di 36 piastre disposte circonferenzialmente. Ciascuna di queste piastre trasla radialmente, fino ad entrare in contatto con l'outer pipe e deformato applicando lo spostamento voluto, riducendone così il diametro. La superficie interna delle piastre, che entra in contatto con il tubo, non è piana, bensì presenta una curvatura, caratterizzata da un raggio leggermente maggiore di quello iniziale del tubo, in modo da assecondare la geometria dell'outer pipe ed ottenere un risultato finale migliore. A scopo puramente illustrativo, un esempio di macchina commerciale per realizzare il processo di swaging su componenti di piccole dimensioni è mostrata in Figura 3.1.

Invece, in Figura 3.3 e in Tabella 3.2 sono mostrate rispettivamente la geometria finale e le dimensioni dell'outer pipe, ottenute successivamente al processo di swaging a freddo.

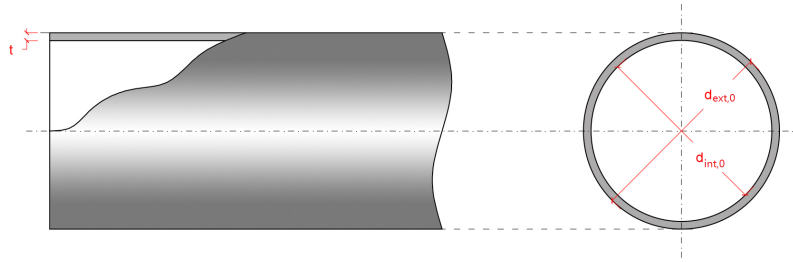


Figura 3.2: Geometria iniziale dell'outer pipe.

Tabella 3.1: Dimensioni iniziali dell'outer pipe.

Dimensione	Simbolo	Valore [mm]
Diametro esterno iniziale	$d_{ext,0}$	404.6
Spessore	t	16
Diametro interno iniziale	$d_{int,0}$	372.6

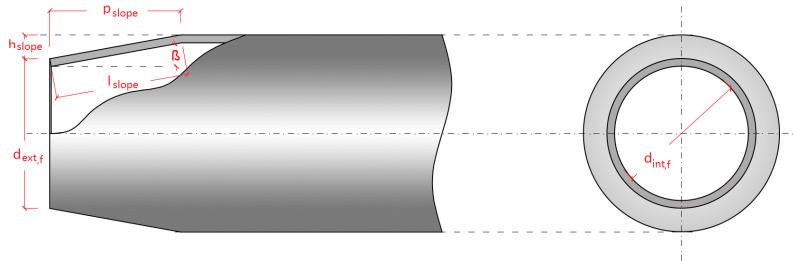


Figura 3.3: Geometria finale dell'outer pipe, dopo aver subito il processo di swaging.

Tabella 3.2: Dimensioni finali dell'outer pipe.

Dimensione	Simbolo	Valore [mm]
Diametro esterno	$d_{ext,f}$	355.9
Diametro interno	$d_{int,f}$	323.9
Proiezione orizzontale del tratto swaged	p_{slope}	135
Proiezione verticale del tratto swaged	h_{slope}	24
Slope del tratto swaged	β	10°
Lunghezza del tratto swaged	l_{slope}	137

3.2.2 Materiale

Come ampiamente discusso nel capitolo 2, le principali proprietà di un materiale sono visualizzate tramite la curva stress-strain. Il materiale in cui è realizzato l'outer pipe del caso preso in esame è un acciaio le cui caratteristiche sono elencate in Tabella 3.3. Tali proprietà sono da riferirsi alle grandezze ingegneristiche. A partire da questi dati di partenza si è potuta ricostruire l'intera curva stress-strain ingegneristica.

Per poter utilizzare a livello ingegneristico i dati sperimentali di un materiale, è necessario fare uso di modelli matematici che permettono di ottenere una curva stress-strain che approssimi in maniera accettabile la curva ottenuta sperimentalmente. Diversi sono i modelli disponibili, dai più semplici, come il modello rigido-plastico o quello elasto-plastico lineare, a quelli più complessi, che sfruttano delle leggi esponenziali per ricostruire il tratto plastico della curva in presenza di incrudimento.

Tabella 3.3: Proprietà ingegneristiche del materiale del caso di studio.

Proprietà	Simbolo	Valore
Modulo di elasticità	E	200 GPa
Coefficiente di Poisson	ν	0.3
Resistenza allo snervamento allo strain totale di 0.5%	$R_y(0.5\%)$	450 MPa
Resistenza a rottura	UTS	535 MPa
Deformazione ultima	ε_u	30%

Modello di Ramberg-Osgood

Tra i modelli basati su leggi esponenziali si trova il *modello di Ramberg-Osgood*. Questo modello, proposto nel 1943, assume che lo stress sia una funzione esponenziale del solo strain plastico, secondo

$$\sigma = H\varepsilon_p^n \quad (3.1)$$

dove

σ è lo stress;

ε_p è lo strain plastico;

H è una costante del materiale che coincide con lo stress corrispondente ad uno strain plastico unitario, cioè $H = \sigma(\varepsilon_p = 1)$;

n è il coefficiente di incrudimento, e tipicamente $n = 0.02 - 0.3$.

Esplicitando la Eq. 3.1 si può definire lo strain plastico come

$$\varepsilon_p = \left(\frac{\sigma}{H} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (3.2)$$

Allora, ricordando che la deformazione complessiva è additiva per i materiali metallici, come espresso dalla Eq. 2.18, si può scrivere che

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{H} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (3.3)$$

Questa espressione non può essere esplicitata in termini dello stress ma fornisce una curva continua e valida in tutto il campo delle deformazioni, mostrata in coordinate lineari e logaritmiche in Figura 3.4.

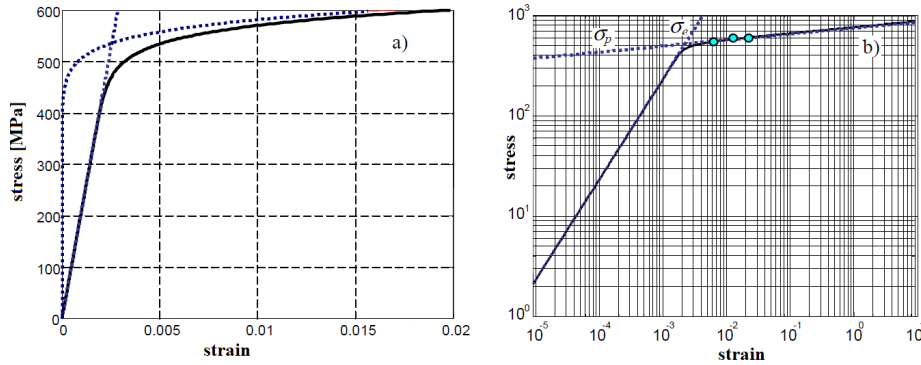


Figura 3.4: Curve stress-strain secondo il modello di Ramberg-Osgood in coordinate lineari (a) e logaritmiche (b) per un acciaio avente $E = 210GPa$, $H = 766.5Mpa$ e $n = 0.0601$. Le linee tratteggiate rappresentano le componenti elastiche e plastiche.

Nello specifico caso di studio, si è utilizzato un modello di Ramberg-Osgood per ricostruire la curva stress-strain ingegneristica. Secondo il modello usato, lo strain complessivo è fornito dalla seguente relazione

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \frac{A_r R_y}{E} \left(\frac{\sigma}{R_y} \right)^n \quad (3.4)$$

dove il coefficiente A_r e l'esponente n sono definiti rispettivamente come

$$A_r = \frac{E \varepsilon_y}{R_y} - 1 \quad (3.5)$$

$$n = \frac{\text{Log} \left[\frac{E \varepsilon_{UTS}}{UTS} - 1 \right] - \text{Log} \left[\frac{E \varepsilon_y}{R_y} - 1 \right]}{\text{Log} \left(\frac{UTS}{R_y} \right)} \quad (3.6)$$

dove ε_y è lo strain complessivo allo snervamento.

Utilizzando i valori riportati in Tabella 3.3 si determinano

$$A_r = 1.2222 \quad e \quad n = 27.0677 \quad (3.7)$$

La curva ingegneristica è stata poi ricostruita a partire dalla tensione: si è imposto un incremento di stress sulla base del quale si sono calcolati lo strain elastico e plastico, la cui somma ha fornito lo strain complessivo. Gli incrementi dello stress, 100 in totale, hanno un'entità differente in relazione al tratto di curva da ricostruire:

- nel tratto elastico lineare, fino all'incipiente plasticità considerata ad uno stress pari a $\sigma = 380MPa$, l'incremento è di $\Delta\sigma = 38MPa$, per un totale di 10 incrementi;
- nel gomito della curva, la cui ricostruzione è la più delicata, si è usato il maggior numero di incrementi, per un totale di 60, di entità pari a $\Delta\sigma = 1.67MPa$, fino al raggiungimento della resistenza allo snervamento R_y ;
- dallo snervamento fino alla rottura si sono usati 30 incrementi di entità $\Delta\sigma = 2.83MPa$.

La curva stress-strain ingegneristica del materiale, ricostruita in tal modo, è presentata in Figura 3.5.

A partire dai dati della curva stress-strain ingegneristica si è ricavata la curva true stress-true strain usando le relazioni fornite dalla Eq. 2.12 e Eq. 2.13; in Tabella 3.4 sono mostrati i valori delle proprietà del materiale nel caso true. Anche questa curva è mostrata in Figura 3.5, confrontata con la curva ingegneristica. Si può vedere come le due curve presentino un andamento diverso, in accordo con quanto detto nel capitolo 2. I valori di stress e strain ottenuti saranno utilizzati per implementare il materiale nella costruzione del modello su software ABAQUS.

Tabella 3.4: Valori delle proprietà del materiale del caso di studio nel caso true.

Proprietà	Simbolo	Valore
Modulo di elasticità	E	200 GPa
Coefficiente di Poisson	ν	0.3
Resistenza allo snervamento	R_y	452.25 MPa
Strain allo snervamento	ε_y	0.498%
Resistenza a rottura	UTS	695.5 MPa
Deformazione ultima	ε_u	26%

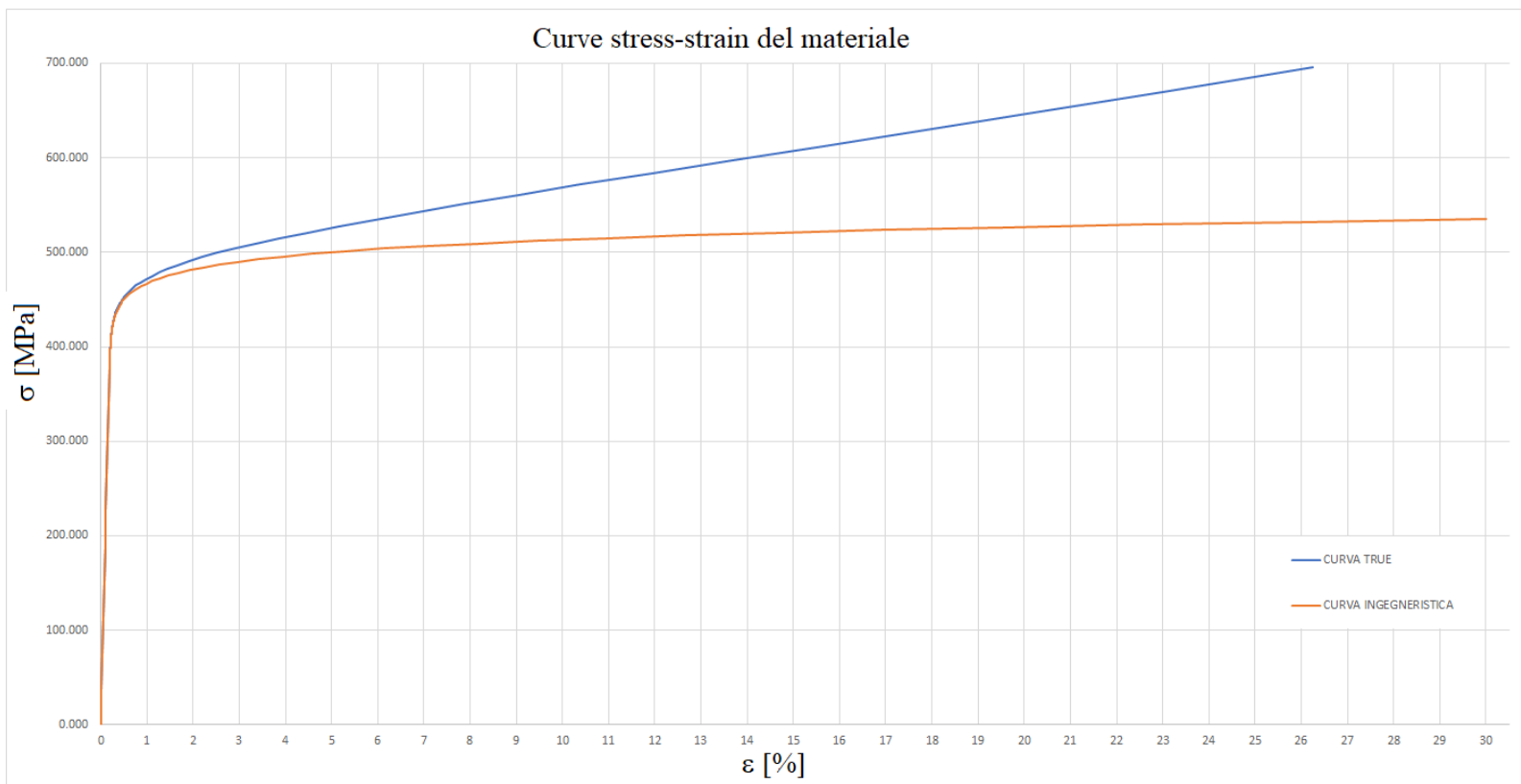


Figura 3.5: Curva stress strain ingegneristica e curva true stress-true strain ricostruita tramite il modello di Ramberg-Osgood definito in Eq. 3.4.

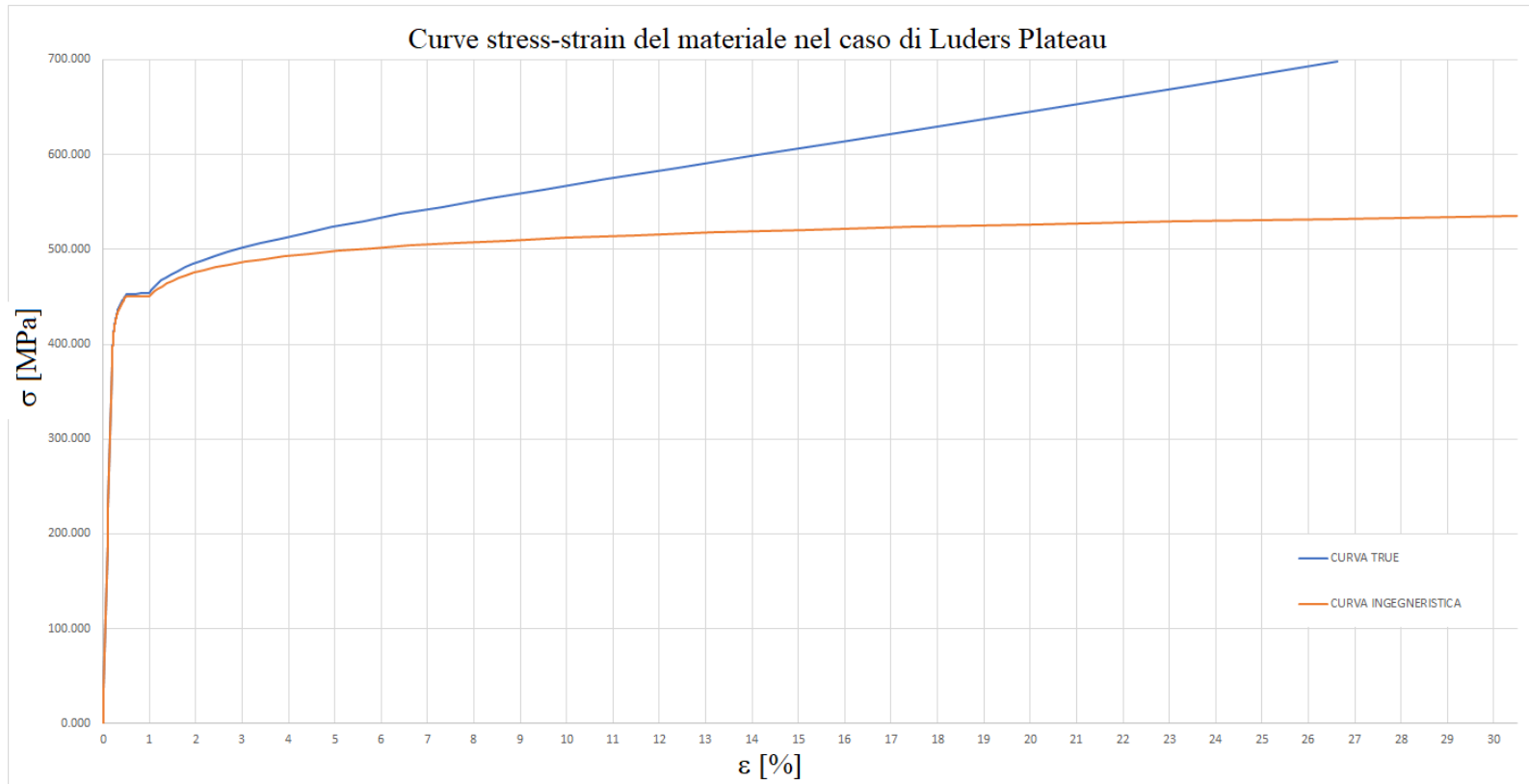


Figura 3.6: Curva stress-strain ingegneristica e curva true stress-true strain ricostruita tramite il modello di Ramberg-Osgood definito in Eq. 3.4 nel caso di Lüders Plateau.

Lüders Plateau

Le analisi condotte hanno considerato anche il caso in cui il materiale mostri un comportamento caratterizzato dalla presenza del *Lüders Plateau*. Il Lüders Plateau è una particolare zona della curva stress-strain, localizzata immediatamente dopo lo snervamento, in cui lo strain del materiale temporaneamente cresce senza un corrispondente aumento dello stress. Si ottiene così un *plateau*, cioè una zona piatta. In tale zona, presente in alcuni acciai, si possono anche avere piccole oscillazioni del valore dello stress.

Anche tale comportamento è stato ricostruito a partire dai dati indicati in precedenza, con una procedura del tutto analoga a quella già discussa, con la sola differenza di aver inserito uno strain aggiuntivo, di ampiezza pari a 0.5%, dopo lo stress di snervamento $R_y = 450 MPa$. Le curve risultanti, sia quella ingegneristica che quella true, ricavata da quella ingegneristica, sono mostrate in Figura 3.6. Rispetto al caso in cui il Lüders Plateau non è presente, si registra un lieve aumento della deformazione ultima, per la curva ingegneristica, e della deformazione ultima e della resistenza a rottura per la curva true stress-true strain. I nuovi valori sono riportati in Tabella 3.5.

Tabella 3.5: Proprietà ingegneristiche nel caso di Lüders Plateau

Curva stress-strain ingegneristica		
Proprietà	Simbolo	Valore
Modulo di elasticità	E	200 GPa
Coefficiente di Poisson	ν	0.3
Resistenza allo snervamento	R_y	450 MPa
Strain allo snervamento	ϵ_y	0.5%
Resistenza a rottura	UTS	535 MPa
Deformazione ultima	ϵ_u	30.5%

Curva true stress-true strain		
Proprietà	Simbolo	Valore
Modulo di elasticità	E	200 GPa
Coefficiente di Poisson	ν	0.3
Resistenza allo snervamento	R_y	452.25 MPa
Strain allo snervamento	ϵ_y	0.498%
Resistenza a rottura	UTS	698.2 MPa
Deformazione ultima	ϵ_u	26.6%

3.3 Costruzione del modello

Le simulazioni e le analisi condotte per ottenere i dati relativi alle modifiche delle proprietà meccaniche del materiale dopo aver subito il processo di swaging sono state svolte per mezzo del software *Abaqus*, in ambiente *Abaqus/CAE*.

Abaqus/CAE è un ambiente, sviluppato attualmente dalla Dassault Systèmes, in seguito all'acquisizione della *Abaqus Inc.*, che implementa il metodo agli elementi finiti (FEM) e fornisce un'interfaccia semplice e coerente per la creazione, il lancio, il monitoraggio e la valutazione dei risultati di simulazioni, processate tramite strumenti di analisi *Abaqus/Standard* o *Abaqus/Explicit*.

L'ambiente *Abaqus/CAE* è diviso in moduli, ciascuno dei quali riguarda un aspetto logico del processo di modellazione: definire la geometria, definire le proprietà del materiale, generare una mesh, assemblare le varie componenti e molto altro. Passando da un modulo all'altro, si crea il modello di cui viene generato un file di input (file INP.), poi inviato ad uno dei solutori (*Abaqus/Standard* o *Abaqus/Explicit*) che ne esegue l'analisi e invia, a sua volta, informazioni all'utente per monitorare il lavoro. Genera poi un database di output in cui sono riportati tutti i dati richiesti durante la costruzione del modello permettendone, infine, la visualizzazione, l'esportazione e il post-processing [16].

In modo più dettagliato, viene ora descritto il processo di costruzione del modello impiegato.

3.3.1 Geometria e mesh

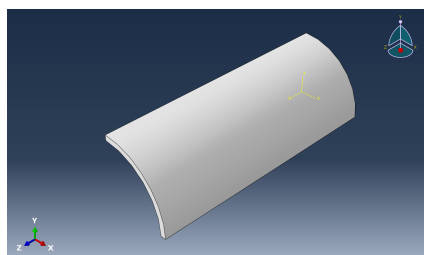
La prima operazione da svolgere nel processo di costruzione del modello è la definizione della geometria delle componenti coinvolte nell'analisi e nella simulazione. Nel caso di studio specifico, si è costruito l'outer pipe, da cui viene estratto un provino per simulare la prova di trazione, e le piastre che applicano la deformazione simulando il processo di swaging. Tali componenti devono poi essere opportunamente meshate.

Outer pipe e provino

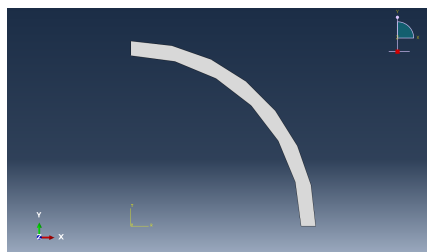
L'outer pipe è il componente che subisce il processo di swaging e di cui si vogliono indagare le proprietà meccaniche dopo il processo di deformazione subito.

Essendo un componente assialsimmetrico e subendo un processo di deformazione riguardante tutta la circonferenza, dunque anch'esso assialsimmetrico, si è facilitata la simulazione e l'analisi prendendo in considerazione solo un quarto di tubo, riducendo i tempi di simulazione e i dati di output da elaborare.

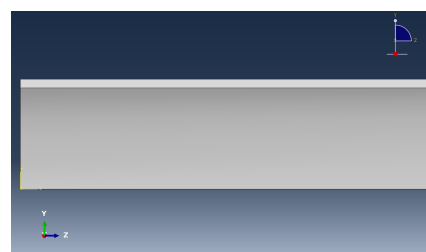
In virtù della simmetria considerata, la porzione di outer pipe è stata costruita come una parte tridimensionale deformabile, a partire dalle dimensioni iniziali riportate in Tabella 3.1: costruita la geometria di base piana, il componente è stato generato per estrusione nello spazio tridimensionale, ottenendo il risultato mostrato in Figura 3.7.



(a) Vista prospettica



(b) Vista frontale



(c) Vista laterale

Figura 3.7: Part dell'outer pipe realizzata in Abaqus: vista prospettica (a), vista frontale (b) e vista laterale(c).

Considerando le operazioni da simulare, tra cui l'estrazione del provino per mezzo della funzione model change (di cui si parlerà più avanti), si sono realizzate sul componente delle partizioni tramite piani di taglio disposti a quote e angolazioni diverse, riportate in Tabella 3.6, al fine di individuare delle sezioni differenti. Inoltre, dall'outer pipe deve essere estratto il provino da sottoporre a prova di trazione per l'ottenimento dei dati di output di interesse. Tale provino è stato realizzato tramite opportune partizioni generate per sweep di una appropriata geometria, mostrata in Figura 3.8 nella parte di interesse dell'outer pipe, che nel primo caso di simulazione e analisi è situata al bordo libero del tubo in corrispondenza del piano di simmetria verticale. In tal modo è stato possibile realizzare una metà del provino circolare, sempre in virtù della simmetria considerata nell'impostazione del problema.

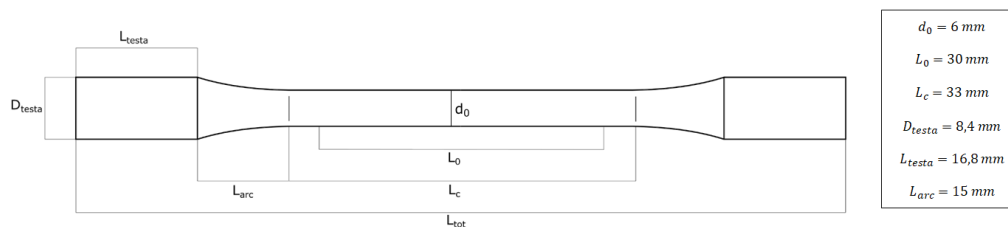


Figura 3.8: Dimensioni e geometria usata per la partizione tramite sweep del provino circolare per la prova di trazione

In una seconda analisi, il provino è stato estratto sempre in corrispondenza del piano di simmetria verticale ma in una posizione arretrata dal bordo libero dell'outer

pipe di $33.4mm$. La procedura di realizzazione e partizione del componente è analoga a quella descritta per la prima analisi, a cambiare sono solo le quote dei piani di partizione, riportate anche queste in Tabella 3.6.

Tabella 3.6: Quote dei piani di partizione del modello dell'outer pipe: i valori in millimetri individuano una traslazione longitudinale a partire dal bordo libero del tubo, i valori in gradi individuano una rotazione attorno all'asse longitudinale del tubo a partire dal piano di simmetria verticale.

Piano di partizione	Caso 1	Caso 2
Piano 1	300mm	300mm
Piano 2	10°	10°
Piano 3	96.6mm	130mm
Piano 4	79.8mm	113.2mm
Piano 5	64.8mm	98.2mm
Piano 6	63.3mm	96.7mm
Piano 7	33.3mm	66.7mm
Piano 8	31.8mm	65.2mm
Piano 9	16.8mm	50.2mm
Piano 10	0mm	33.4mm
Piano 11	4°	4°

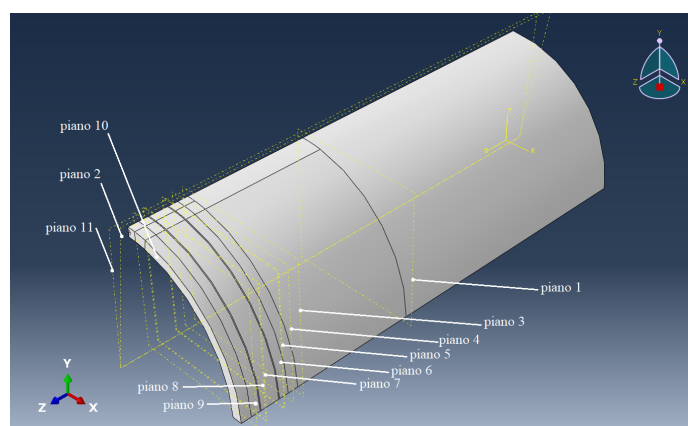


Figura 3.9: Piani di partizioni nel primo caso di analisi.

Il modello dell'outer pipe è stato meshato in maniera tale da avere una mesh più fitta in corrispondenza del tratto utile del provino ricavato tramite partizionamento e più lasca man mano che ci si allontana dalla zona di interesse, sia longitudinalmente

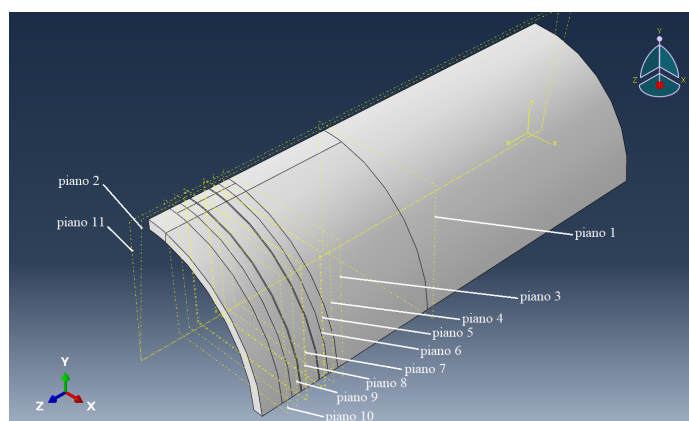
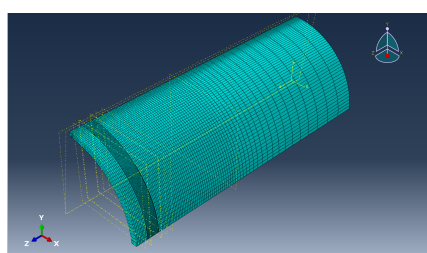
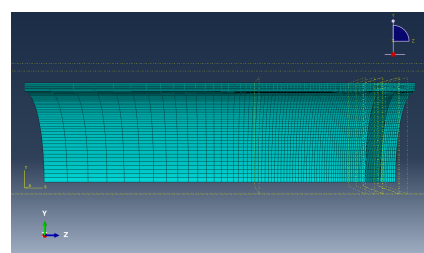


Figura 3.10: Piani di partizioni nel secondo caso di analisi.

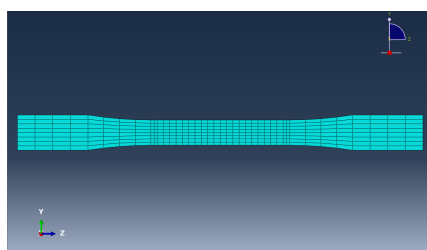
che circonferenzialmente. Al fine di ottenere una mesh di buona qualità, parte del modello è stato meshato con tipologia *structured* e parte con tipologia *sweep*. Gli elementi impiegati nella mesh sono elementi esaedrici lineari a ridotta integrazione. Alcuni dettagli del modello meshato sono mostrati in Figura 3.11.



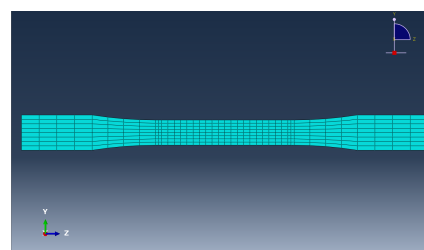
(a) Mesh modello outer pipe in vista prospettica



(b) Mesh modello outer pipe in vista frontale



(c) Mesh provino circolare in vista laterale



(d) Mesh provino circolare in vista frontale

Figura 3.11: Vari dettagli della mesh dell'outer pipe e del provino circolare.

Piastra

L'altra componente costruita in Abaqus è la piastra usata nel processo di swaging. La deformazione è applicata per mezzo di 36 piastre disposte circonferenzialmente: in virtù della simmetria considerata nel modello ne saranno inserite soltanto 10,

equispaziate di un angolo di $\alpha = 10^\circ$. Di queste 10 piastre ne è stata costruita soltanto una, usata poi per generare un pattern radiale in fase di assemblaggio.

La piastra è realizzata come una parte rigida discreta, quindi non deformabile, e ne è modellata soltanto la superficie che entra in contatto con il modello dell'outer pipe. È stata pensata come superficie esterna di un tronco di cono, per cui è generata per rivoluzione di un segmento inclinato di un angolo pari a quello della slope del tratto swaged di tubo che si vuole ottenere, cioè di $\beta = 10.22^\circ$. La lunghezza del segmento usato per la generazione della superficie è maggiorata rispetto a quella del tratto swaged, per evitare di incorrere in effetti di deformazione localizzata indesiderati: è pari a $198.15mm$.

L'angolo di rivoluzione utilizzato è pari a $\gamma = 8.76^\circ$, calcolato in modo che a fine corsa, durante il processo di swaging, le piastre vengano in contatto in corrispondenza del bordo libero. Il raggio della superficie conica della piastra in corrispondenza del bordo libero dell'outer pipe è invece pari a $R_{bordo} = 203mm$, leggermente maggiore rispetto a quello iniziale dell'outer pipe per favorire la deformazione.

Inoltre, in mezzeria della piastra, in corrispondenza del suo bordo anteriore, è stato inserito un *reference point (RP)* per agevolare le operazioni di spostamento in fase di assemblaggio e per l'assegnazione dei vincoli di spostamento.

Per quanto riguarda la mesh, nel caso della piastra è stata utilizzata una tipologia *structured*, con elementi bilineari rigidi a 4 nodi.

Il modello della piastra realizzato e la sua mesh sono mostrati in Figura 3.12.

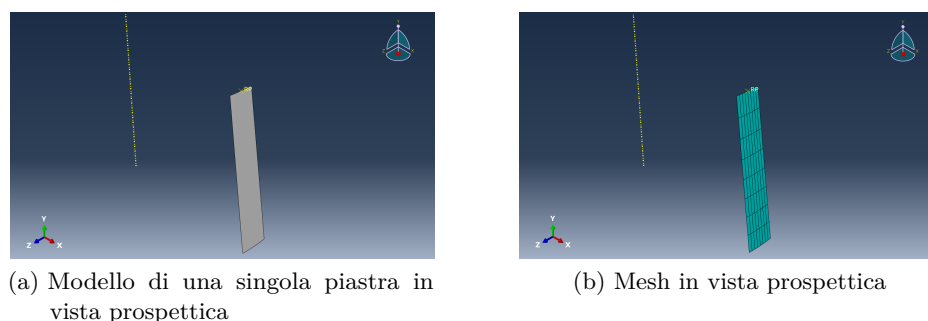


Figura 3.12: Modello e mesh di una singola piastra. L'elemento tratteggiato in giallo è l'asse di rivoluzione.

3.3.2 Materiale

Dopo aver generato la geometria delle componenti desiderate, si passa alla definizione dei materiali. Poiché alle parti rigide non va assegnato alcun materiale, in questo caso di studio si è definito soltanto il materiale dell'outer pipe.

Nella definizione di un materiale si devono inserire i dati relativi alla densità, al tratto elastico e al tratto plastico della curva stress-strain.

Per quanto riguarda il tratto elastico e il tratto plastico della curva vanno indicati:

- per il tratto elastico, il modulo di elasticità E , espresso in $[MPa]$, e il coefficiente di Poisson ν ;
- per il tratto plastico, alcuni dati che permettano di ricostruire tale tratto di curva e le impostazioni relative al modello di hardening. Nel caso specifico, il tratto plastico è stato ricostruito inserendo i dati di true stress e true strain plastico ottenuti nella ricostruzione del comportamento del materiale, sia nel caso standard che nel caso di Lüders Plateau, i cui grafici sono riportati in Figura 3.13. Per quanto riguarda i modelli di hardening scelti, nel caso di curva del materiale standard sono stati impiegati il modello isotropo, cinematico multilineare e combinato, mentre nel caso di Lüders Plateau solo il modello isotropo e quello combinato.

Si sono così definiti 5 materiali differenti, con ognuno dei quali si è definita una sezione che, di volta in volta, è stata assegnata alla parte dell'outer pipe per lanciare la simulazione e ottenere i dati desiderati.

3.3.3 Assembly e contatti

Generate le parti e assegnato il materiale, si procede con l'assemblaggio delle componenti nel corrispondente modulo. Inserita la parte dell'outer pipe e la parte della piastra, si sono eseguite delle operazioni di traslazione e rotazione, solo per la piastra, per portarla nella posizione desiderata.

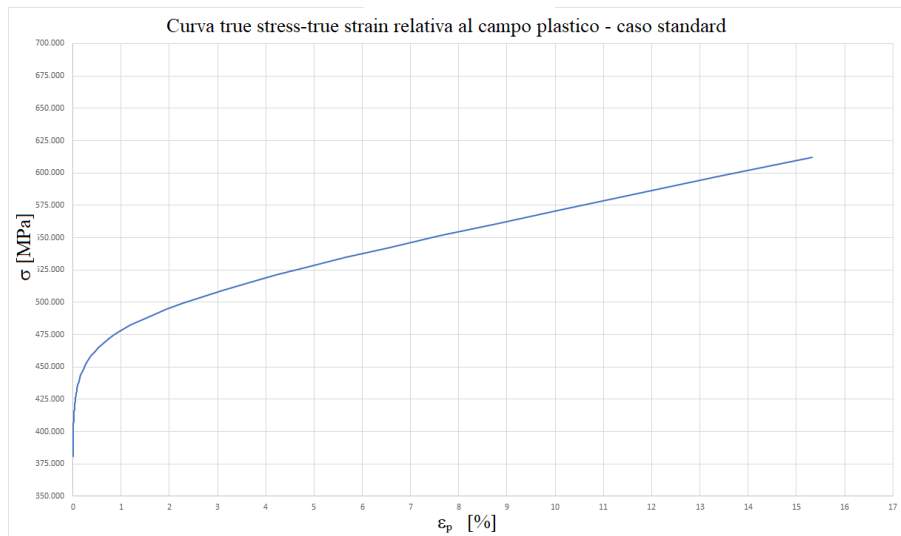
La posizione finale di questa è individuata dalla posizione del reference point prima definito: tale punto è situato rispetto al bordo libero del tubo ad una distanza verticale e longitudinale entrambe pari a $20mm$.

Una volta portata in tale posizione, poiché per la simulazione e l'analisi servono 10 piastre, è stato realizzato un radial pattern: preso come riferimento l'asse longitudinale dell'outer pipe, sono state generate, tramite l'apposita funzione resa disponibile dal software, le 10 piastre necessarie, disposte circonferenzialmente ed equispaziate su di un angolo di 90° . In figura Figura 3.14 sono mostrate alcune immagini della realizzazione dell'assembly.

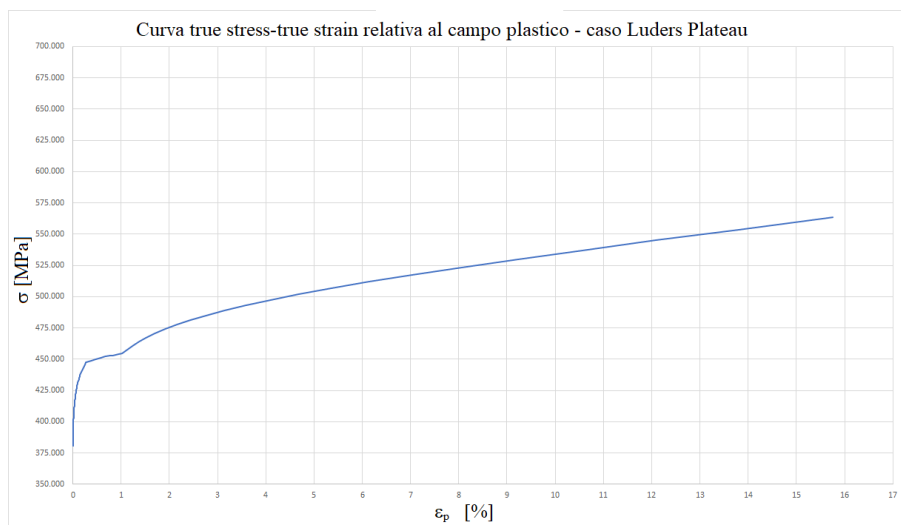
Per poter simulare il contatto tra piastre e superficie esterna dell'outer pipe è necessario andare a definire gli accoppiamenti di contatto e le loro proprietà.

Gli accoppiamenti sono stati definiti imponendo un contatto *surface to surface*, selezionando come *master surface* la superficie interna di ciascuna piastra e come *slave surface* la superficie esterna dell'outer pipe.

Si è poi generata una proprietà di contatto con cui si è definito un comportamento tangenziale (tangential behaviour all'interno di Abaqus) privo di attrito (frictionless). Tale proprietà è stata poi associata ad ogni accoppiamento.



(a) Curva plastica del materiale nel caso standard



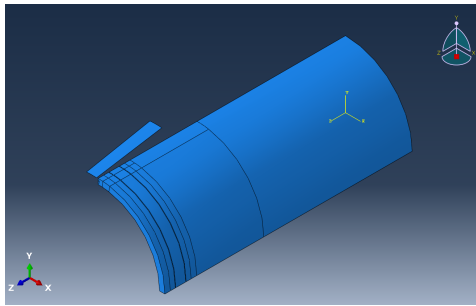
(b) Curva plastica del materiale nel caso di Lüders Plateau

Figura 3.13: Curve true relative al campo plastico del materiale implementate nel modello: caso standard (a) e caso con Lüders Plateau (b).

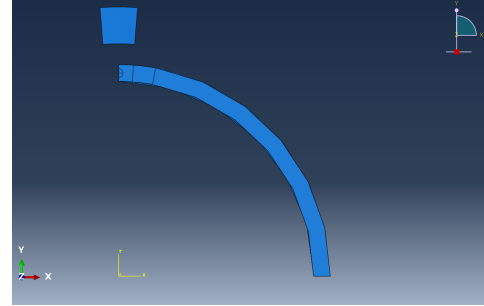
3.3.4 Model change

Una fase molto importante della simulazione è quella di estrazione del provino circolare da sottoporre alla prova di trazione. Le partizioni generate durante la realizzazione della geometria servono proprio a tale scopo: vanno ad individuare delle porzioni dell'outer pipe da rimuovere per poter ottenere, infine, il provino circolare.

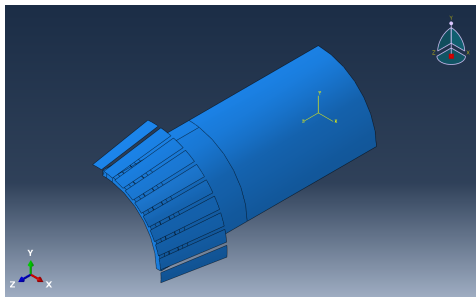
Quando un materiale soggetto a deformazione plastica viene sezionato, a causa



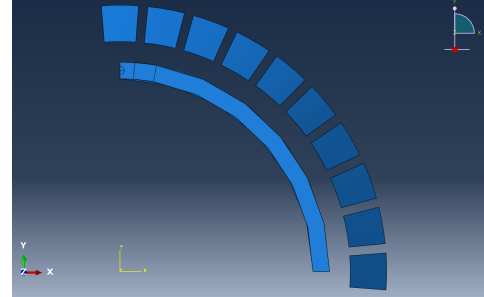
(a) Assembly prima dell'esecuzione del radial pattern, vista prospettica



(b) Assembly prima dell'esecuzione del radial pattern, vista frontale



(c) Assembly dopo l'esecuzione del radial pattern, vista prospettica



(d) Assembly dopo l'esecuzione del radial pattern, vista frontale

Figura 3.14: Assembly del modello

della rimozione del materiale si verifica un recupero della deformazione, in quanto viene meno la costrizione imposta da parte di esso a mantenere la deformazione. Per poter simulare tale comportamento, l'ambiente Abaqus/CAE mette a disposizione la funzione *model change*: tramite questa, è possibile cambiare il modello a tutti gli effetti, mantenendo le informazioni relative agli stress e agli strain dovute alle fasi simulate in precedenza.

L'estrazione del provino è stata programmata per essere simulata in quattro passaggi, sfruttando quindi per quattro volte tale funzione di *model change*, eliminando ogni volta una porzione diversa dell'outer pipe. In figura Figura 3.15 sono mostrate le porzioni di outer pipe rimosse nei vari passaggi.

3.3.5 Step e vincoli

La simulazione viene suddivisa in diverse fasi che assumono il nome di *step*, in cui le varie operazioni vengono simulate. Per ogni step devono essere definite, dunque, le varie operazioni da simulare, nonché i vincoli a cui è soggetto il modello e altri parametri che caratterizzano lo step da un punto di vista di calcolo e di output.

Nel caso specifico, sono stati definiti in tutto 7 step:

1. *applicazione delle piastre*: alle piastre viene imposta una traslazione in direzione radiale di entità pari a 47.95mm verso l'interno, entrano in contatto con l'outer

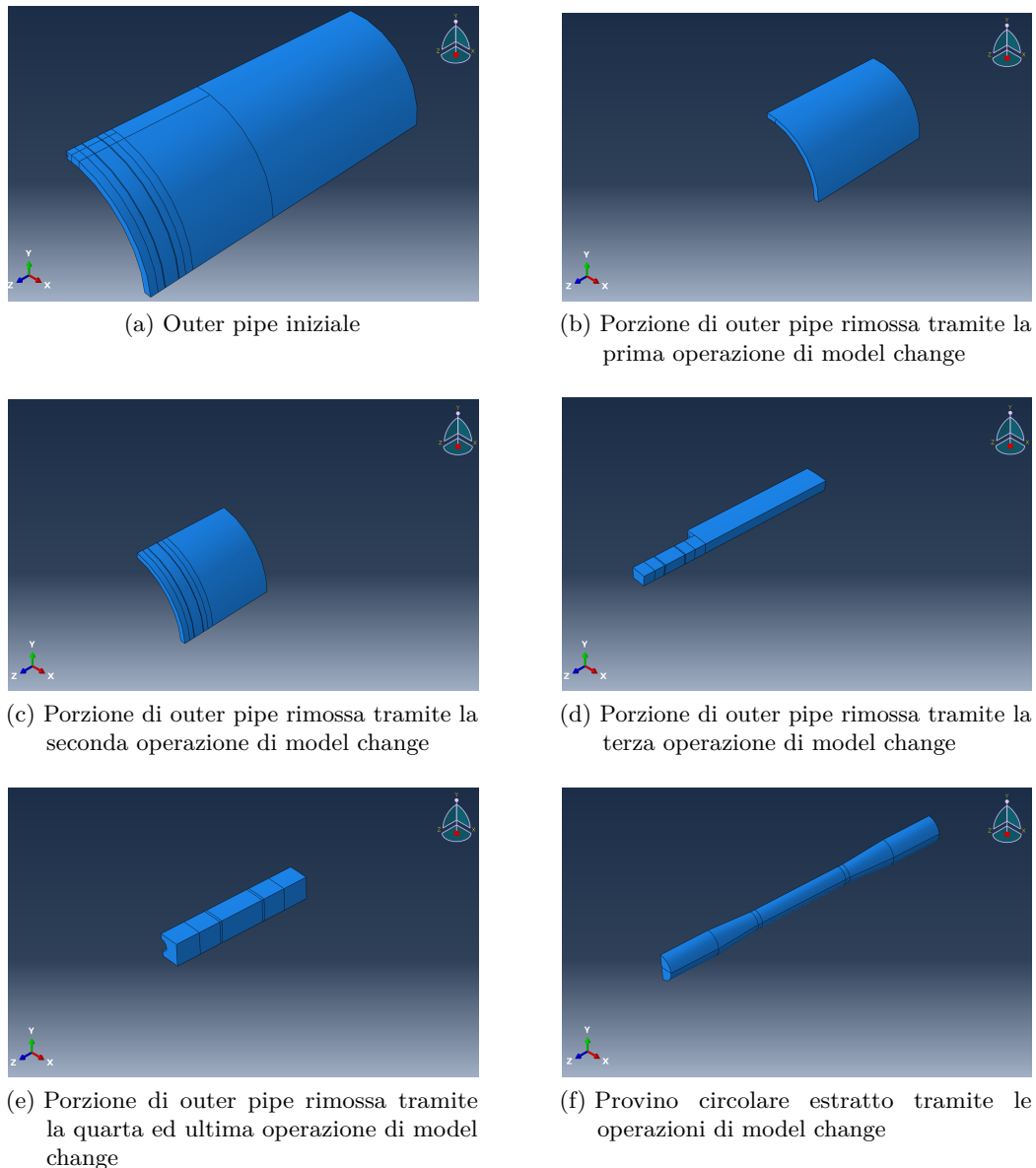


Figura 3.15: Operazioni di model change ed estrazione del provino circolare da sottoporre alla prova di trazione

pipe e applicano la deformazione desiderata. Inoltre, tutte le piastre sono vincolate in modo da bloccare tutte le altre traslazioni e rotazioni. L'outer pipe, invece, è vincolato tramite vincoli di assialsimmetria allo spessore verticale, allo spessore orizzontale e alla superficie posteriore per tenere conto della simmetria considerata nell'impostazione del problema. Questo step ha una durata complessiva di 1s, è suddiviso in 50 incrementi e considera le non linearità geometriche;

2. *rimozione delle piastre*: le piastre vengono riportate nella loro posizione originale tramite una traslazione radiale verso l'esterno, mentre l'outer pipe è

soggetto agli stessi vincoli precedenti. In questo step si verifica il recupero elastico della deformazione dovuta al processo di swaging (diversa da quella che si ha nelle fasi di model change). Lo step ha durata di 1s, è suddiviso in 10 incrementi e considera le non linearità geometriche;

3. *rimozione 1*: viene qui rimossa la prima porzione di outer pipe, mostrata in Figura 3.15b. I vincoli di assialsimmetria presenti sono soltanto quelli sullo spessore verticale e orizzontale, mentre la superficie posteriore dell'outer pipe viene incastrata. Per evitare problemi dovuti a spostamenti legati al rilascio delle tensioni alla rimozione di parte del materiale, si è imposto un vincolo di incastro ad un nodo dello spessore verticale. In questo step si verifica un primo lieve recupero della deformazione dovuto alla rimozione del materiale. La durata è anche qui di 1s, gli incrementi sono nuovamente 10 e le non linearità geometriche sono sempre considerate;
4. *rimozione 2*: viene rimossa la seconda porzione di outer pipe, mostrata in Figura 3.15c e si verifica un consistente recupero della deformazione. I vincoli imposti sono gli stessi dello step precedente, così come la durata e gli incrementi dello step;
5. *rimozione 3*: viene rimossa la terza porzione di outer pipe, mostrata in Figura 3.15d. I vincoli di assialsimmetria sono ancora presenti, la nuova superficie posteriore viene sottoposta ad incastro, così come un nodo dello spessore verticale, per evitare gli stessi problemi di spostamento, già descritti, in cui si potrebbe incorrere. Durata e incrementi dello step sono ancora una volta pari a 1s e 10;
6. *rimozione 4*: viene asportata l'ultima porzione di materiale e si ottiene il provino circolare, mostrati rispettivamente in Figura 3.15e e Figura 3.15f. Qui il provino torna praticamente in posizione orizzontale e d è pronto per essere sottoposto alla prova di trazione.
7. *prova di trazione*: l'ultimo step della simulazione prevede la trazione del provino. La superficie dell'afferraggio posteriore del provino viene sottoposta ad incastro, mentre alla superficie di quello anteriore viene imposto uno spostamento lungo il suo asse di 10mm. La durata dello step è sempre di 1s mentre gli incrementi sono, questa volta, 125, a cui corrispondono i punti di campionamento per i dati utili alla ricostruzione della curva stress-strain del materiale post swaging (obiettivo di tale lavoro).

3.3.6 Output e Job

Per ottenere i dati di interesse è necessario definire gli output request che il software deve elaborare e fornire al termine delle simulazioni.

Capitolo 3 Caso di studio

Per poter ricostruire le curve stress-strain nei vari casi di analisi sono stati impostati i seguenti output, relativi al solo step della prova di trazione:

- lo spostamento longitudinale U3 dei nodi della sezione posteriore del tratto utile del provino;
- lo spostamento longitudinale U3 dei nodi della sezione anteriore del tratto utile del provino;
- la forza in direzione longitudinale RF3 applicata a ciascun nodo della superficie dell'afferraggio anteriore del provino circolare.

Inoltre, si sono voluti monitorare gli strain e gli stress risultanti nel modello durante tutte le fasi delle simulazioni, per cui sono stati impostati come output anche le singole componenti degli stress e degli strain, nonché lo strain plastico equivalente e lo stress equivalente di Von Mises.

Dopo aver generato geometria, materiale, assembly, definito i contatti, le fasi di model change, gli step, i vincoli e impostato gli output, si va a definire e lanciare il job, che genera a sua volta il file di input mandato al solutore che fornirà, al termine, i dati dell'analisi da elaborare, che permetteranno di ottenere i risultati del lavoro. Tali risultati saranno mostrati nel capitolo successivo.

Capitolo 4

Risultati

4.1 Introduzione

L'ottenimento dei risultati relativi alle modifiche delle proprietà meccaniche del materiale dell'outer pipe successivamente al processo di swaging è reso possibile dall'acquisizione dei dati delle simulazioni e dalla loro elaborazione.

Essendo l'obiettivo del presente lavoro la ricostruzione della curva stress-strain, i dati di interesse sono principalmente gli spostamenti subiti dalle sezioni del tratto utile del provino circolare e la forza complessiva agente sul provino in fase di trazione. Per ottenere in modo rapido tali dati, nel modello si sono andati a definire dei set di nodi in corrispondenza delle sezioni di interesse, quali le sezioni (posteriore ed anteriore) di estremità del tratto utile per ottenere i dati sull'allungamento subito e la sezione dell'afferraggio anteriore per ottenere la forza risultante agente. Tali set sono mostrati in Figura 4.1. Dagli spostamenti si risale all'allungamento subito dal tratto utile, che permette di determinare la deformazione ingegneristica, mentre dalla forza complessiva agente si risale allo stress ingegneristico. Per ottenere, inoltre, delle curve stress-strain che riproducano in modo accurato il tratto subito successivo al limite di snervamento, si sono considerato 125 punti di campionamento, corrispondenti ai 125 incrementi di tempo in cui è suddiviso lo step 7, dove si simula la prova di trazione. Per conoscere lo stato del provino circolare prima di eseguire la prova di trazione, si sono definiti dei *path* lungo le fibre esterne, medie ed interne del suo tratto utile, mostrati in Figura 4.2, di cui si sono visualizzati gli stress e gli strain residui.

Per monitorare il comportamento dell'outer pipe durante le varie fasi di simulazione, si sono andati a considerare anche altri aspetti e altri dati.

Si sono definiti dei *path* lungo le fibre esterne, medie ed interne della lunghezza dell'outer pipe, come mostrato in Figura 4.3, in modo da poter osservare:

- lo stato tensionale causato dal processo di swaging a piastre applicate, al termine dello step 1 di simulazione, in cui le piastre concludono il loro primo movimento radiale e sono ancora a contatto con l'outer pipe (situazione in Figura 4.4);
- lo stato tensionale residuo nell'outer pipe causato dal processo di swaging alla rimozione delle piastre, cioè al termine dello step 2 (situazione in Figura 4.5).

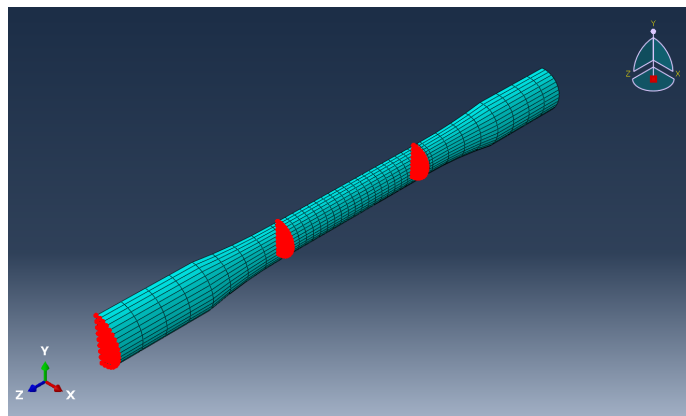


Figura 4.1: Set di nodi relativi a sezione anteriore e posteriore del tratto utile e superficie dell'afferraggio anteriore del provino circolare.

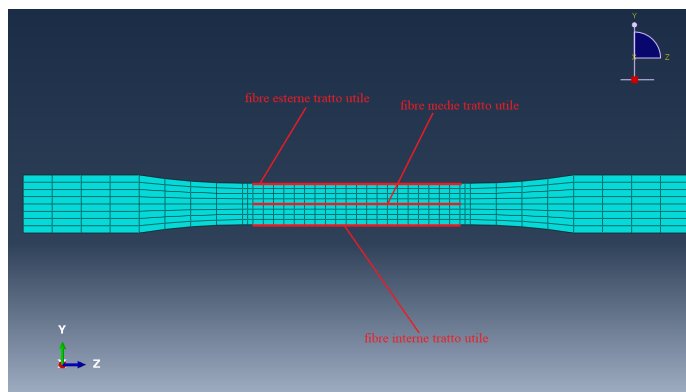


Figura 4.2: Path delle fibre esterne, medie ed interne del tratto utile del provino circolare.

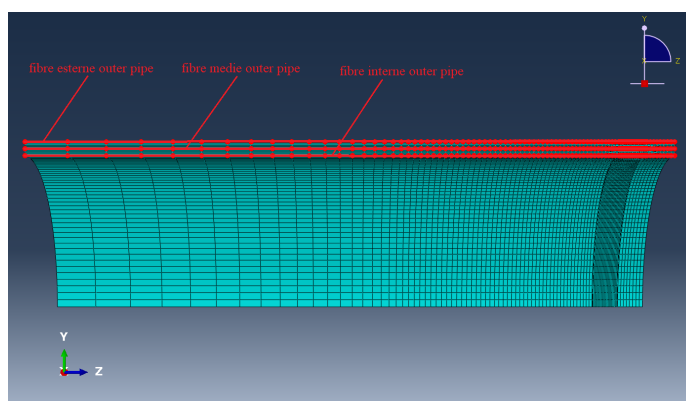
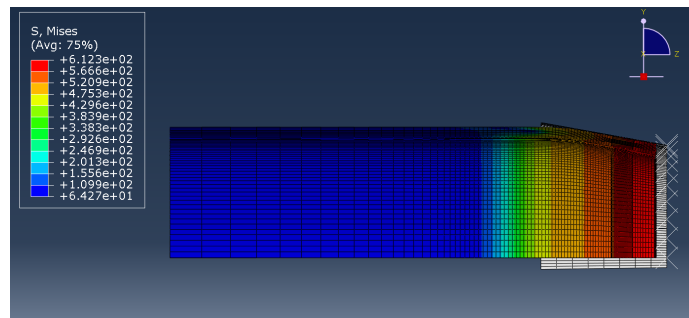


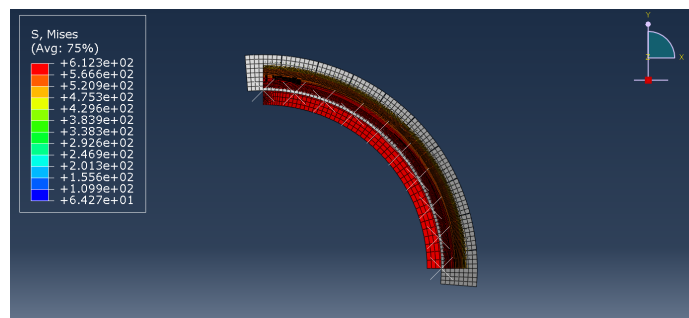
Figura 4.3: Path lungo le fibre esterne, medie ed interne dell'outer pipe.

4.2 Post-processing

Se per tutti gli altri dati desiderati (stress e strain residui nei vari istanti) è bastato riportare i dati forniti dal solutore di Abaqus e realizzarne i grafici in



(a) Situazione al termine dello step 1 in vista laterale



(b) Situazione al termine dello step 1 in vista frontale

Figura 4.4: Situazione al termine dello step 1, in cui le piastre sono completamente applicate sull'outer pipe.

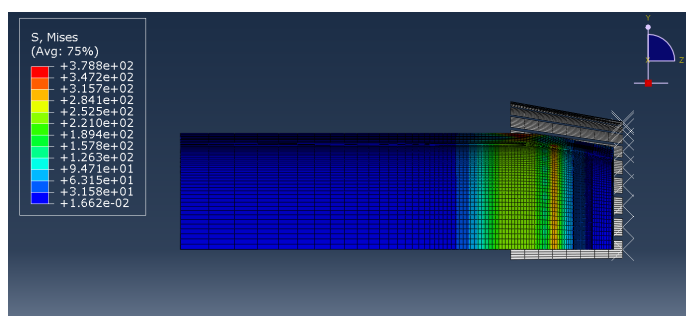
modo adeguato, per quanto riguarda i dati di stress e strain per la ricostruzione del comportamento del materiale si sono dovute effettuare delle operazioni, seppur semplici, di post-processing.

Stress ingegneristico

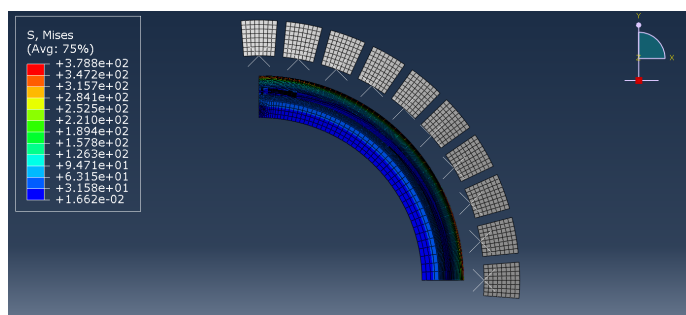
I valori relativi agli stress nei vari istanti di campionamento sono stati ottenuti a partire dai dati di forza. Per ogni punto di campionamento si è considerata la forza applicata a ciascun nodo in cui è stata discretizzata la superficie dell'afferraggio anteriore: la forza agente in ogni istante di campionamento è stata ottenuta come sommatoria di queste singole forze nello stesso istante. Per risalire al valore dello stress ingegneristico del corrispondente punto di campionamento considerato, è bastato andare a rapportare la forza risultante con l'area della sezione iniziale del tratto utile: avendo diametro iniziale $d_0 = 6 \text{ mm}$, tale area è pari a circa $A_0 = 14.18 \text{ mm}^2$.

Strain ingegneristico

Per quanto riguarda la determinazione dello strain ingegneristico, si è partiti dai dati di spostamento dei singoli nodi delle sezioni di riferimento del tratto utile. Analogamente a quanto fatto per i dati di forza, si sono considerati gli spostamenti in direzione longitudinale (U_3) di ogni singolo nodo e per ogni incremento è stato definito lo spostamento subito dalla sezione considerata come il valor medio degli spostamenti



(a) Situazione al termine dello step 2 in vista laterale



(b) Situazione al termine dello step 2 in vista frontale

Figura 4.5: Situazione al termine dello step 2, in cui le piastre sono completamente rimosse.

dei singoli nodi. Una volta determinati gli spostamenti medi per entrambe le sezioni, i valori ottenuti sono stati corretti andando a sottrarre a ciascun valore di spostamento quello dello spostamento iniziale; questo perché, avendo subito un processo di swaging, all'istante iniziale non si ottengono né uno spostamento né un allungamento nulli al punto di campionamento iniziale.

Una volta calcolati i valori corretti dello spostamento medio subito dalla sezione anteriore e posteriore del tratto utile, si è determinato l'allungamento subito dal provino come differenza tra spostamento della sezione anteriore e della sezione posteriore ad ogni incremento di tempo.

Infine, tali valori sono stati rapportati alla lunghezza iniziale del provino ($L_0 = 30 \text{ mm}$) e si è determinato lo strain ingegneristico in ogni punto di campionamento.

Curva stress-strain ingegneristica

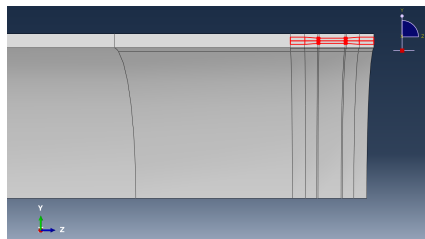
Dopo aver calcolato i valori dello stress e dello strain ingegneristici per ogni punto di campionamento, la curva ingegneristica del materiale è stata ricostruita andando a graficare lo stress in funzione del corrispondente strain.

4.3 Analisi condotte

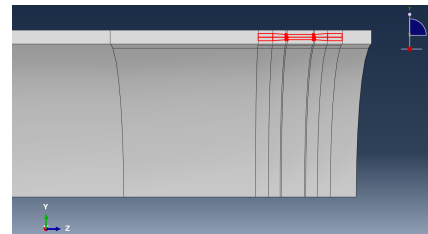
Le analisi condotte nel presente lavoro hanno riguardato i vari modelli di hardening a partire dalle diverse curve del materiale di input, già discussi nel capitolo 3, in due casi diversi:

- un caso in cui il provino circolare viene estratto a partire dal bordo libero dell'outer pipe, e tale caso sarà indicato da qui in poi con la dicitura *caso 1*;
- un caso in cui il provino circolare viene estratto più a ridosso del gomito che si viene a formare dopo il processo di swaging, con la superficie dell'afferraggio anteriore posta ad una distanza di 33.4 mm dal bordo libero, indicato con la dicitura *caso 2*.

Le differenti posizioni del provino circolare sono mostrate in Figura 4.6.



(a) Posizione del provino circolare nel caso 1



(b) Posizione del provino circolare nel caso 2

Figura 4.6: Posizione del provino nei due casi analizzati.

Vengono ora presentati i risultati delle analisi condotte nei due casi indagati.

4.3.1 Caso 1

Nel caso 1, il provino circolare da sottoporre alla prova di trazione è estratto a partire dal bordo libero dell'outer pipe. I modelli di hardening indagati sono il modello isotropo, sia nel caso con Lüders Plateau che senza, il modello cinematico, solo nel caso senza Lüders Plateau, e il modello combinato, nel caso con e senza Lüders Plateau.

Hardening isotropo senza Lüders Plateau

Nel caso di hardening isotropo senza Lüders Plateau il comportamento del materiale implementato riferito alla curva plastica mostrata in Figura 3.13a.

Il campo tensionale dell'outer pipe, in riferimento ad un sistema di coordinate cilindriche, può essere valutato visualizzando la distribuzione degli stress radiali, circonferenziali, longitudinali ed equivalenti lungo le sue fibre.

Per quanto riguarda le fibre esterne, alla completa applicazione delle piastre (fine step 1), lo stress radiale risulta nullo per la parte di outer pipe non interessata dal processo di swaging, mentre nel tratto deformato si ha compressione, con un picco di stress radiale di entità elevata (circa -450 MPa) in corrispondenza del gomito che poi torna ad un valore nullo fino al bordo libero.

Per lo stress circonferenziale, la parte di outer pipe non interessata dalla deformazione presenta uno stress nullo, che comincia ad aumentare ad una distanza dalla superficie posteriore di circa 450 mm . Dal gomito del tratto deformato lo stress circonferenziale diminuisce rapidamente, fino ad avere un picco, corrispondente a quello dello stress radiale, di entità pari a circa -1020 MPa . Da qui fino al bordo libero, l'entità dello stress aumenta, fino a stabilizzarsi intorno al valore di circa -630 MPa .

Per lo stress longitudinale, la parte lontana dal tratto deformato risulta leggermente in compressione; avvicinandosi al gomito del tratto deformato, ad una distanza di circa 500 dalla superficie posteriore vincolata, lo stress comincia però ad aumentare fino a raggiungere un valore di circa 500 MPa ad una distanza di 600 mm , in accordo con la deformazione che induce una trazione della superficie esterna. Lo stress longitudinale subisce poi una rapida decrescita, raggiungendo un picco di compressione pari a circa -800 MPa esattamente in corrispondenza di quello evidenziato per lo stress radiale e circonferenziale, per poi tornare a crescere rapidamente e stabilizzarsi intorno al valore di -50 MPa fino al bordo libero.

Si può concludere che le fibre esterne dell'outer pipe, alla completa applicazione delle piastre, sono in compressione.

Alla rimozione delle piastre (fine step 2), lo stato tensionale residuo dell'outer pipe lungo le fibre esterne presenta degli stress nulli nella parte non interessata dalla deformazione. Se però lo stress radiale si mantiene praticamente nullo fino al bordo libero, così non è per lo stress circonferenziale e quello longitudinale. Avvicinandosi al gomito del tratto deformato, questi presentano una distribuzione differente: lo stress circonferenziale aumenta, entrando nel campo di trazione, presentando delle oscillazioni che lo portano ad avere un unico picco di compressione, per poi entrare definitivamente in trazione nella parte finale del tratto deformato; lo stress longitudinale, invece, aumenta presentando un unico picco di trazione, di circa 370 MPa , per poi diminuire rapidamente fino a raggiungere uno stato di compressione che tende a tornare ad un valore nullo verso il bordo libero.

La distribuzione degli stress lungo le fibre esterne è mostrata in Figura 4.7.

Per quanto riguarda le fibre medie dell'outer pipe, alla fine dello step 1 si ha uno stress radiale essenzialmente nullo, in cui è presente una lieve oscillazione immediatamente dopo il gomito del tratto deformato.

Lo stress circonferenziale si mantiene nullo fino ad una distanza di 400 mm dalla superficie posteriore, per poi aumentare leggermente, in accordo con la deformazione, e diminuire fino ad entrare in compressione ed attestarsi intorno ad un valore di circa -600 MPa .

Lo stress longitudinale, invece, è sempre di compressione, costante al valore di

-81 MPa fino al gomito del tratto deformato, per poi aumentare, con delle piccole oscillazioni, fino al valore nullo.

Alla rimozione delle piastre, lo stress radiale residuo è sempre nullo. Lo stress circonferenziale resta, invece, nullo fino ad una distanza di circa 400 mm , aumenta leggermente per poi raggiungere un picco di compressione pari a circa -350 MPa in corrispondenza del gomito, per poi tornare in trazione, fino ad un valor massimo di circa 135 MPa , e praticamente annullarsi al bordo libero. Lo stress longitudinale rimane nullo fino ad una distanza di circa 550 mm per poi raggiungere un picco di compressione in corrispondenza del gomito di entità pari a circa -190 MPa . Da questo picco, lo stress longitudinale torna al valore zero al bordo libero dell'outer pipe.

La distribuzione degli stress è mostrata in Figura 4.8.

In relazione alle fibre interne dell'outer pipe, alla completa applicazione delle piastre, lo stress radiale assume valore nullo per tutta la lunghezza.

Lo stress circonferenziale, nullo fino a 400 mm , aumenta leggermente prima del gomito del tratto deformato, ancora una volta in accordo con la deformazione subita in quella zona dal tubo, per poi decrescere ed entrare in compressione, fino al valore di circa -600 MPa : in corrispondenza del tratto utile del provino circolare, seppur tale stress resta di compressione, è presente un aumento di tensione con un picco di -140 MPa , per poi diminuire nuovamente fino al valore di -600 MPa .

Per quanto riguarda lo stress longitudinale, le fibre interne risultano sempre compresse, mostrando un picco di stress in corrispondenza del gomito di entità pari a circa -550 MPa a cui segue, in corrispondenza del tratto utile del provino, un picco in trazione di circa 435 MPa . Fino al bordo libero lo stress longitudinale tende, infine, ad annullarsi.

Lo stato tensionale residuo alla rimozione delle piastre mostrato dalle fibre interne è in parte differente. Lo stress radiale resta nullo per tutta la lunghezza dell'outer pipe, mentre lo stress circonferenziale presenta qui un picco in trazione di circa 300 MPa in corrispondenza del tratto utile del provino, con un andamento decrescente verso il valore nullo fino al bordo libero.

Lo stress longitudinale, nullo fino ad una distanza di 400 mm , dopo un lieve aumento prima del gomito entra in compressione, raggiungendo il valore di -260 MPa , per poi tornare positivo prima del bordo libero ed infine annullarsi all'estremità del tubo. La distribuzione degli stress lungo le fibre interne dell'outer pipe è mostrata in Figura 4.9.

Si osserva ora nel dettaglio il tratto utile del provino circolare nell'istante immediatamente precedente all'esecuzione della prova di trazione.

Lungo le sue fibre esterne, gli stress residui radiali, circonferenziali e longitudinali presentano un andamento con piccole oscillazioni attorno al valore nullo, comprese tra i -5 MPa e i 5 MPa , fatta eccezione per lo stress longitudinale in corrispondenza

della sezione posteriore, in cui lo stress residuo di compressione parte dal valore di -13 MPa . Invece, gli strain residui presentano un andamento pressoché lineare crescente (in modulo) lungo tutta l'estensione del tratto utile: tale aumento di entità è legato al fatto che al crescere della distanza la riduzione del diametro imposta dal processo di swaging è anch'essa crescente in modo lineare.

Lo strain residuo radiale presenta un valore iniziale di $1,3\%$ fino a giungere al valore di $3,15\%$, lo strain circonferenziale parte dal valore di -3% fino a $-6,1\%$, mentre quello longitudinale ha un valore pari a $3,5\%$ in corrispondenza della sezione posteriore per arrivare al valore di $6,8\%$ alla sezione anteriore del tratto utile.

Osservazioni del tutto analoghe possono essere fatte lungo le fibre medie e le fibre interne del tratto utile, per cui a variare sono soltanto alcuni valori di riferimento degli stress e degli strain, ma la distribuzione è essenzialmente la stessa.

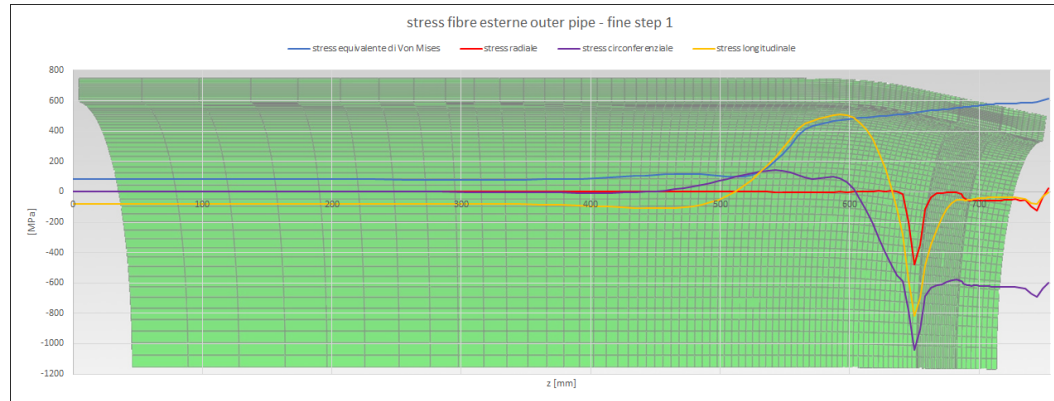
Le distribuzioni degli stress e degli strain residui lungo le fibre esterne, medie e interne del tratto utile sono mostrate in Figura 4.10.

I risultati di maggior interesse sono quelli relativi alle variazioni del comportamento del materiale successivamente al processo di swaging, ottenuti tramite simulazione della prova di trazione. Il provino circolare al termine della prova è mostrato in Figura 4.11

L'andamento nel tempo della forza applicata per eseguire la prova di trazione permette di determinare l'andamento, sempre nel tempo, dello stress ingegneristico: riportati in Figura 4.12, si può notare come i due andamenti siano semplicemente scalati di un fattore pari alla superficie della sezione iniziale del tratto utile.

Dagli spostamenti medi dei nodi delle sezioni di estremità del tratto utile si determina prima l'allungamento e poi lo strain subito dal tratto utile, i cui andamenti nel tempo sono riportati in Figura 4.13.

Combinando i valori di stress e di strain si ottiene la nuova curva del materiale nel caso di hardening isotropo senza Lüders Plateau. I valori delle proprietà di interesse sono riportati in Tabella 4.1. Dal confronto con la curva di Figura 3.5, si nota un aumento sia della resistenza allo snervamento R_y che della resistenza a rottura UTS , in termini percentuali di circa il 18% e il $1,7\%$ rispettivamente, ed una diminuzione della deformazione ultima ϵ_u circa dell' 80% .

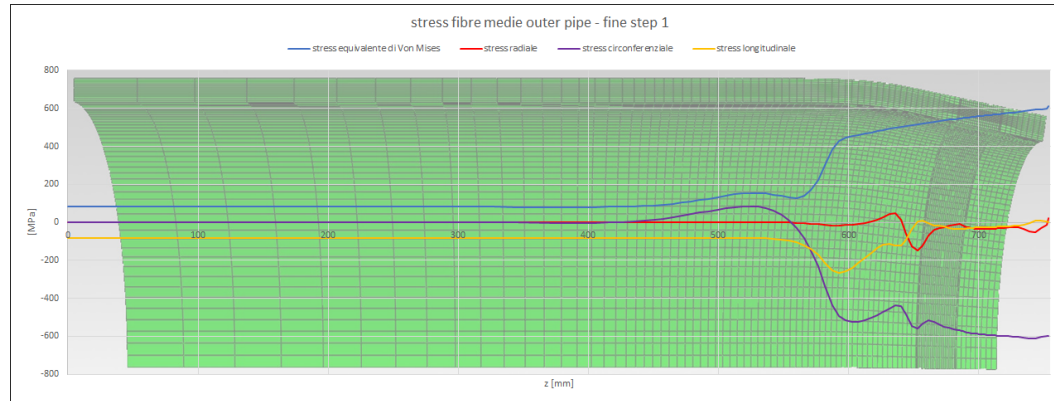


(a) Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre esterne dell'outer pipe al termine dello step 1 nel caso di hardening isotropo senza Lüders Plateau

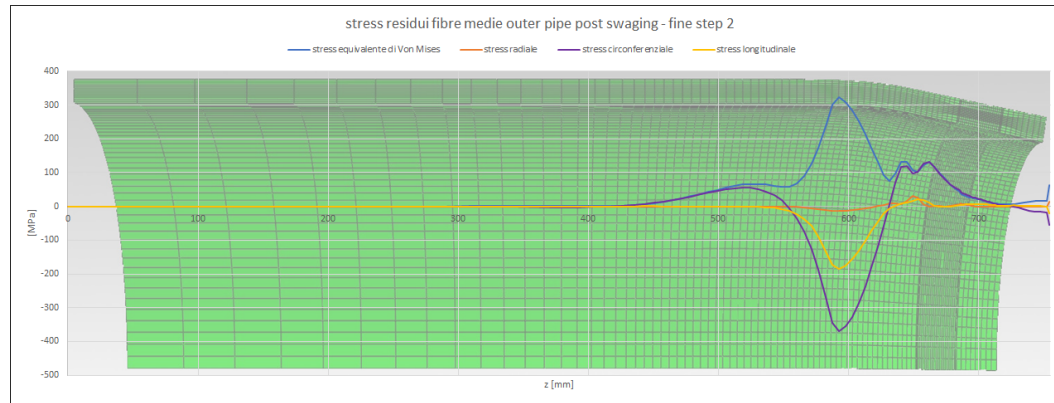


(b) Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre esterne dell'outer pipe al termine dello step 2 nel caso di hardening isotropo senza Lüders Plateau

Figura 4.7: Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre esterne dell'outer pipe nel caso di hardening isotropo senza Lü Plateau al termine dello step 1 (a) e dello step 2 (b).

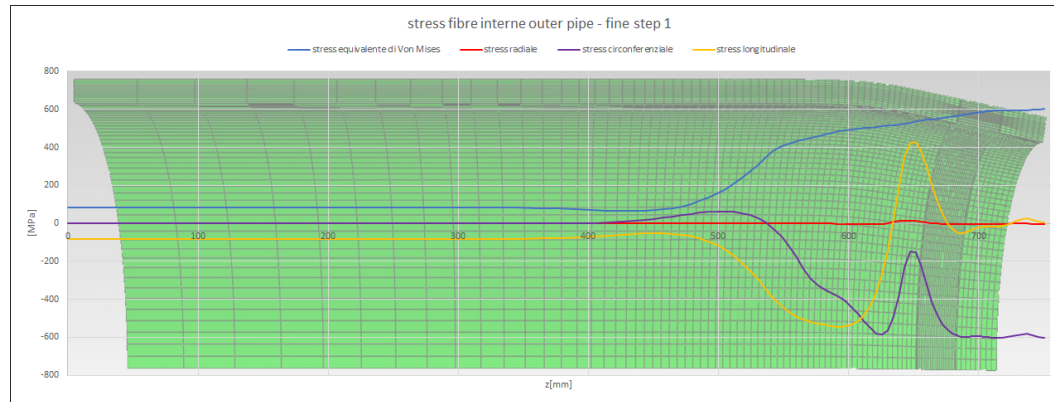


(a) Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre medie dell'outer pipe al termine dello step 1 nel caso di hardening isotropo senza Lüders Plateau

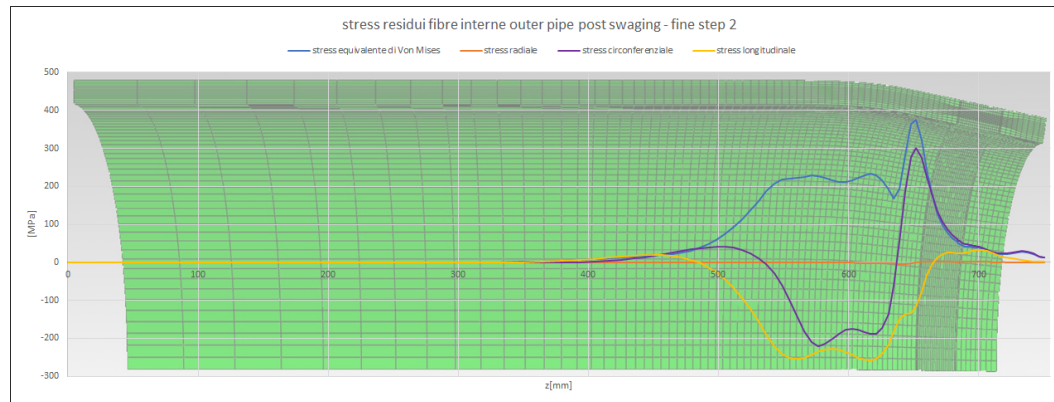


(b) Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre medie dell'outer pipe al termine dello step 2 nel caso di hardening isotropo senza Lüders Plateau

Figura 4.8: Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre medie dell'outer pipe nel caso di hardening isotropo senza Lü Plateau al termine dello step 1 (a) e dello step 2 (b).



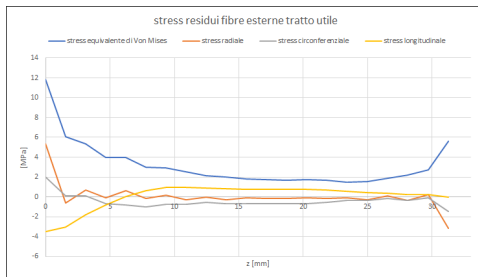
(a) Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre interne dell'outer pipe al termine dello step 1 nel caso di hardening isotropo senza Lüders Plateau



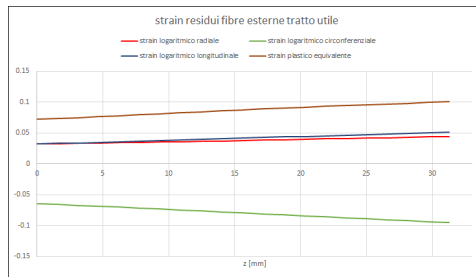
(b) Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre interne dell'outer pipe al termine dello step 2 nel caso di hardening isotropo senza Lüders Plateau

Figura 4.9: Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre interne dell'outer pipe nel caso di hardening isotropo senza Lü Plateau al termine dello step 1 (a) e dello step 2 (b).

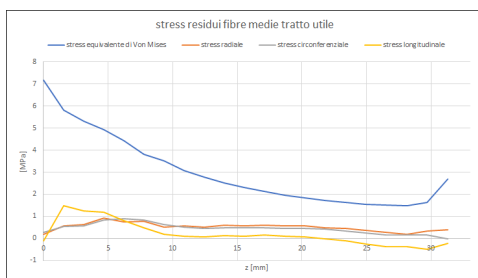
Capitolo 4 Risultati



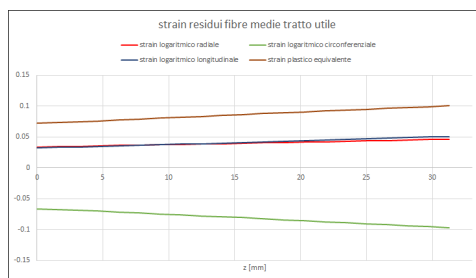
(a) Caso 1 - Distribuzione degli stress residui lungo le fibre esterne del tratto utile nel caso di hardening isotropo senza Lüders Plateau



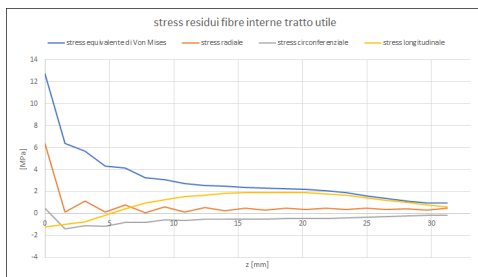
(b) Caso 1 - Distribuzione degli strain residui lungo le fibre esterne del tratto utile nel caso di hardening isotropo senza Lüders Plateau



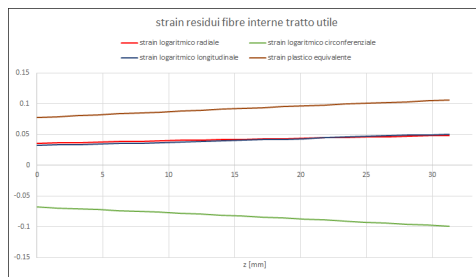
(c) Caso 1 - Distribuzione degli stress residui lungo le fibre medie del tratto utile nel caso di hardening isotropo senza Lüders Plateau



(d) Caso 1 - Distribuzione degli strain residui lungo le fibre medie del tratto utile nel caso di hardening isotropo senza Lüders Plateau



(e) Caso 1 - Distribuzione degli stress residui lungo le fibre interne del tratto utile nel caso di hardening isotropo senza Lüders Plateau



(f) Caso 1 - Distribuzione degli strain residui lungo le fibre interne del tratto utile nel caso di hardening isotropo senza Lüders Plateau

Figura 4.10: Caso 1 - Distribuzione degli stress e degli strain residui lungo le fibre esterne, medie ed interne del tratto utile del provino circolare nel caso di hardening isotropo senza Lü Plateau.

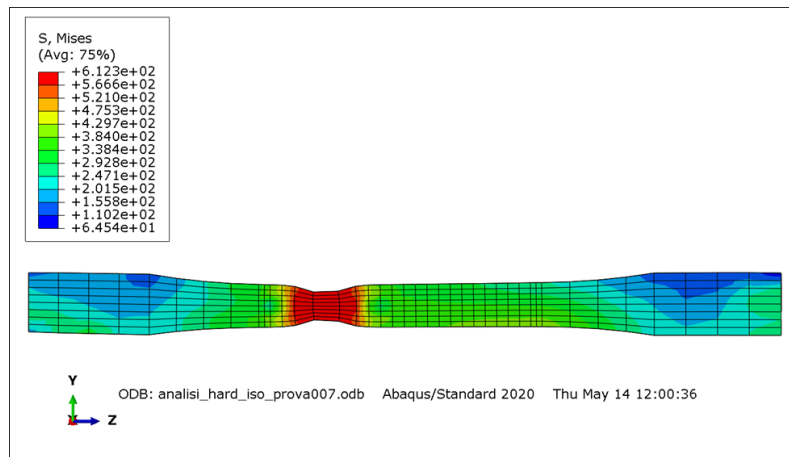
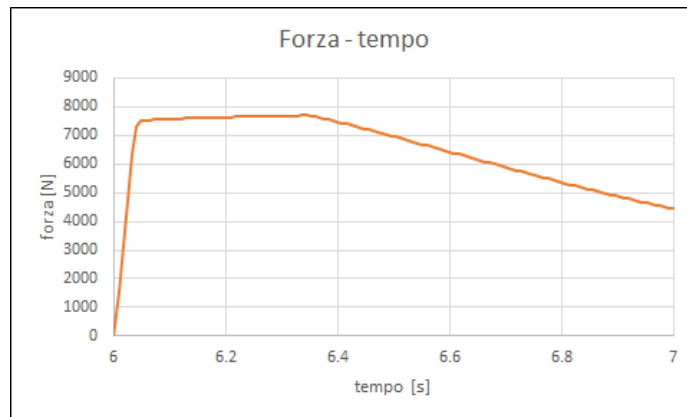
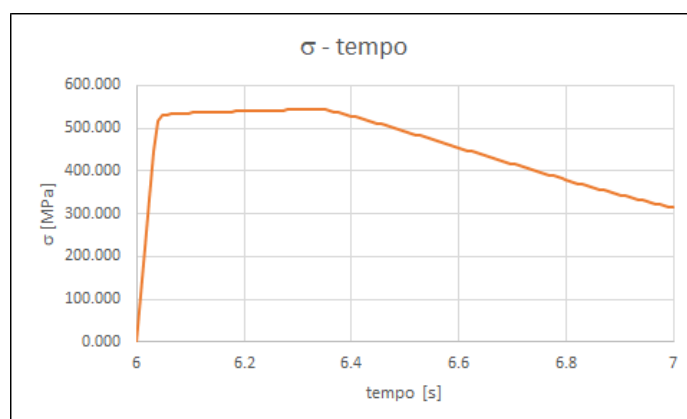


Figura 4.11: Provino circolare nel caso isotropo senza Lüders Plateau dopo la prova di trazione

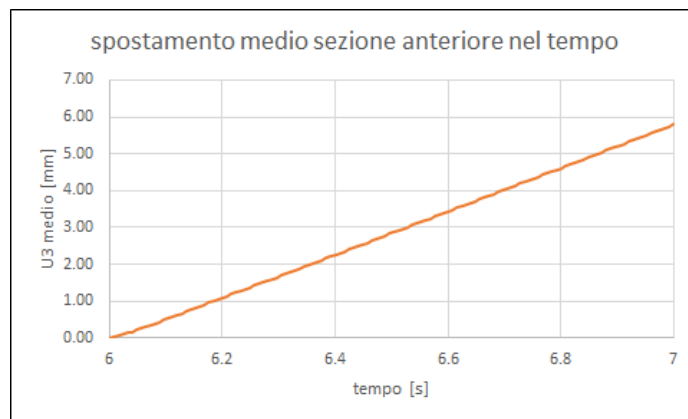


(a) Caso 1 - Andamento della forza durante la prova di trazione nel caso di hardening isotropo senza Lüders Plateau

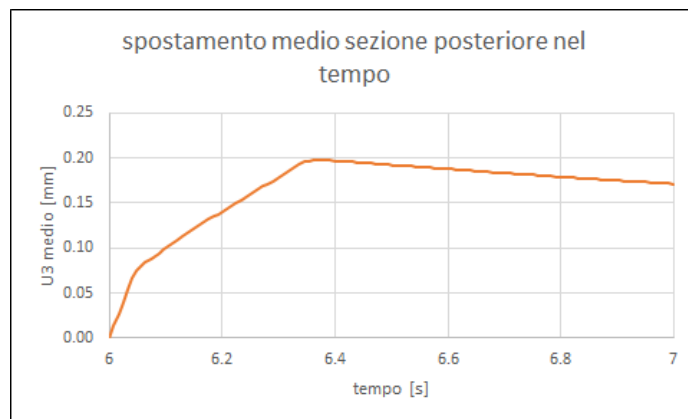


(b) Caso 1 - Andamento dello stress durante la prova di trazione nel caso di hardening isotropo senza Lüders Plateau

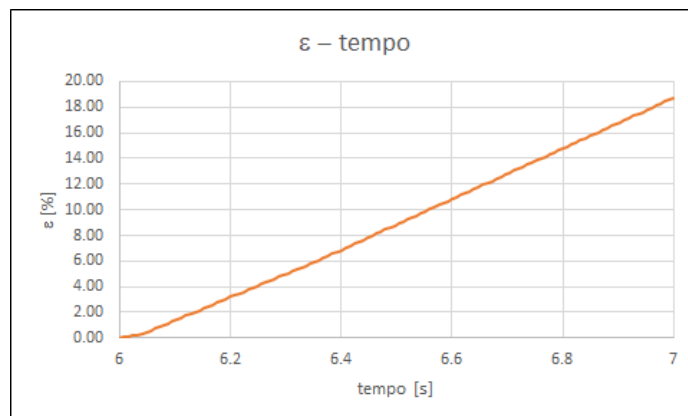
Figura 4.12: Caso 1 - andamento della forza e dello stress durante la prova di trazione nel caso di hardening isotropo senza Lü Plateau.



(a) Caso 1 - Andamento dello spostamento medio della sezione anteriore durante la prova di trazione nel caso di hardening isotropo senza Lüders Plateau



(b) Caso 1 - Andamento dello spostamento medio della sezione posteriore durante la prova di trazione nel caso di hardening isotropo senza Lüders Plateau



(c) Caso 1 - Andamento dello strain ingegneristico durante la prova di trazione nel caso di hardening isotropo senza Lüders Plateau

Figura 4.13: Caso 1 - andamento degli spostamenti medi e dello strain durante la prova di trazione nel caso di hardening isotropo senza Lü Plateau.

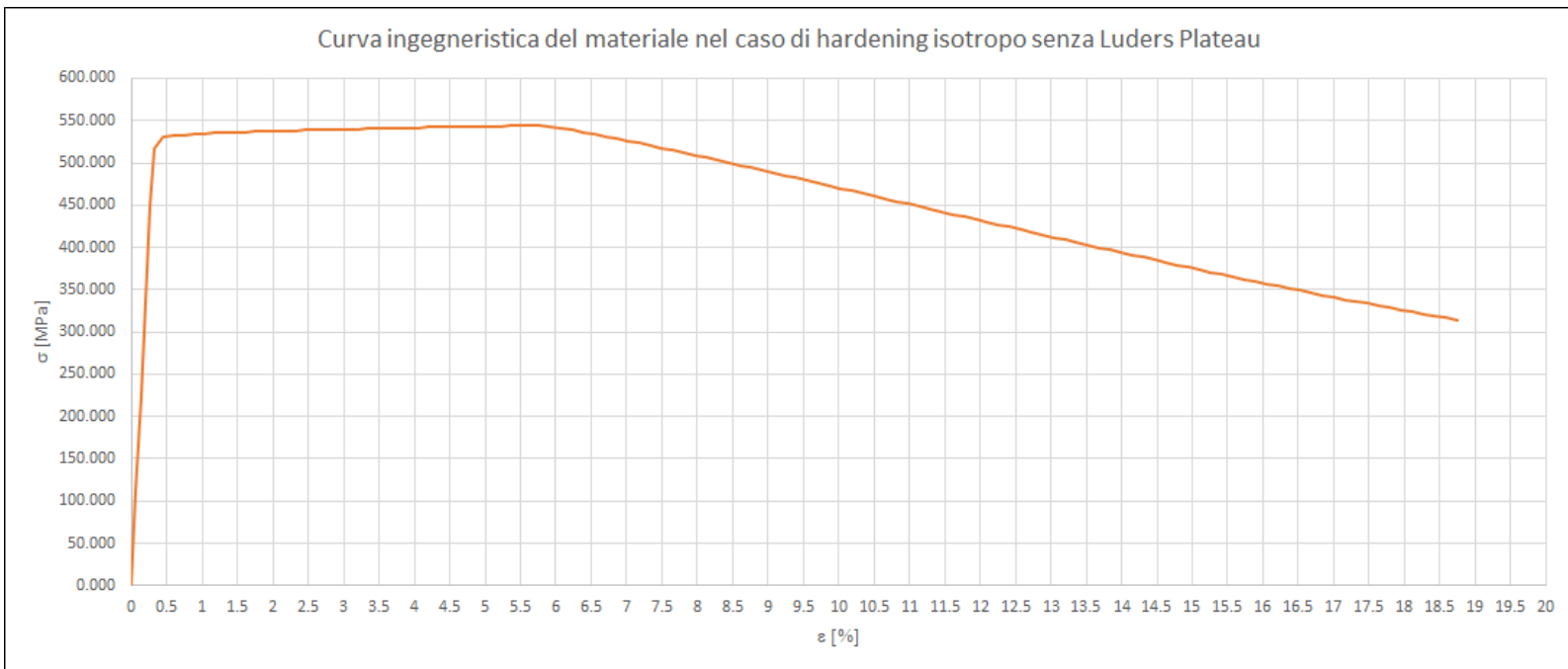


Figura 4.14: Caso 1 - Curva ingegneristica del materiale nel caso di hardening isotropo senza Lüders Plateau.

Tabella 4.1: Valori delle proprietà meccaniche del materiale post swaging nel caso 1, con hardening isotropo senza Lüders Plateau.

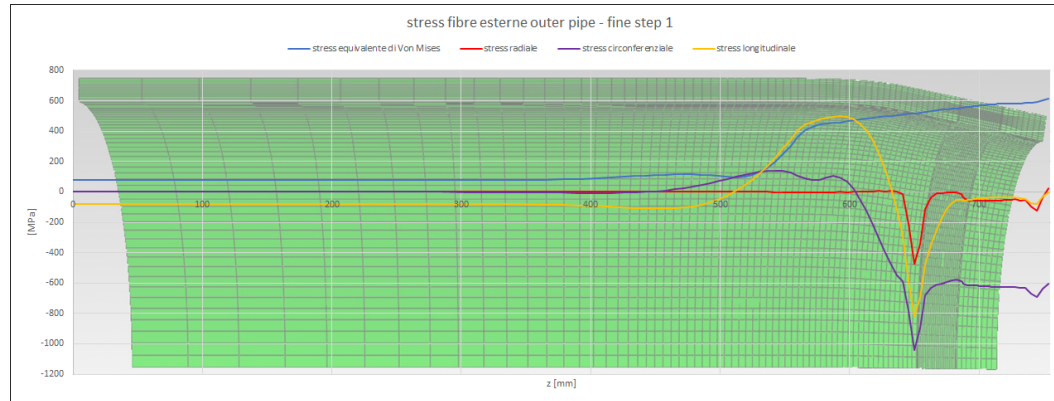
Proprietà	Simbolo	Valore
Resistenza allo snervamento (deformazione totale 0.5%)	$R_y(0.5\%)$	531 MPa
Resistenza a rottura	UTS	544 MPa
Deformazione ultima	ε_u	5.77%

Hardening isotropo con Lüders Plateau

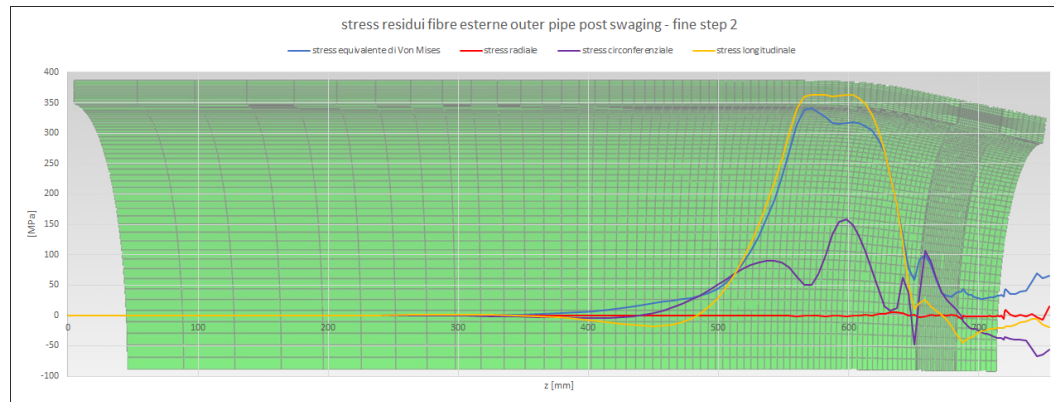
Nel caso di hardening isotropo con Lüders Plateau il comportamento del materiale di partenza è quello mostrato in Figura 3.6.

Le osservazioni fatte per lo stato tensionale dell'outer pipe e per gli stress e gli strain residui del tratto utile del provino circolare nel caso di hardening isotropo senza Lüders Plateau valgono anche qui: il materiale, essenzialmente lo stesso, subisce solo un ciclo di carico in trazione, per questo i risultati in merito non presentano differenze evidenti. Per tali ragioni, sono riportati direttamente i grafici per la visualizzazione dei dati, senza discussione. Analogo discorso sarà fatto più avanti per gli altri casi indagati.

Per quanto riguarda la curva stress-strain ingegneristica, il caso di hardening isotropo con Lüders Plateau non differisce in modo evidente dal caso precedente: i valori di resistenza allo snervamento e di resistenza a rottura che il materiale presenta dopo il processo di swaging sono gli stessi, solo la deformazione ultima risulta leggermente maggiore, fatto giustificato dal fatto che nella curva del materiale di partenza è presente una deformazione aggiuntiva associata al Lüders Plateau. I valori delle proprietà del materiale risultati sono riportati in Tabella 4.2.

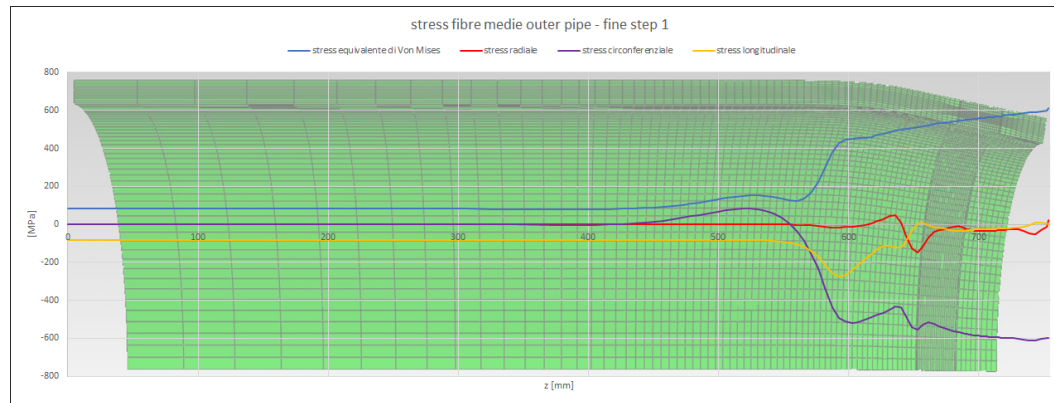


(a) Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre esterne dell'outer pipe al termine dello step 1 nel caso di hardening isotropo con Lüders Plateau

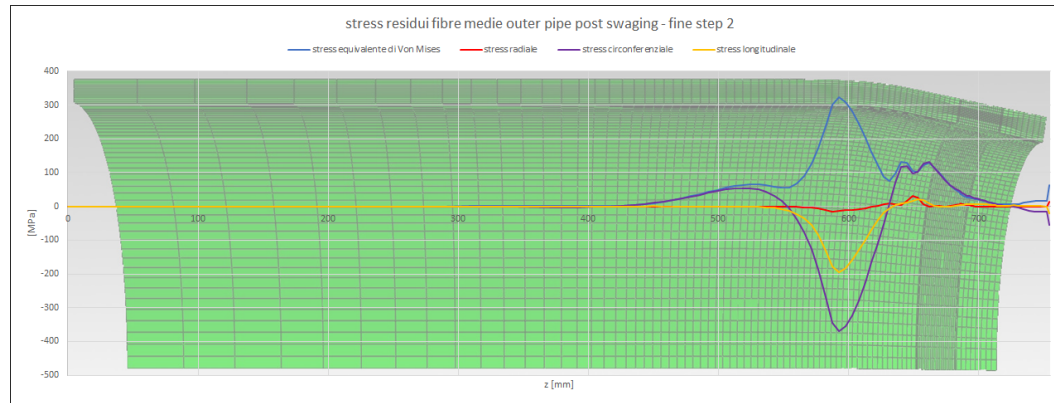


(b) Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre esterne dell'outer pipe al termine dello step 2 nel caso di hardening isotropo con Lüders Plateau

Figura 4.15: Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre esterne dell'outer pipe nel caso di hardening isotropo con Lü Plateau al termine dello step 1 (a) e dello step 2 (b).

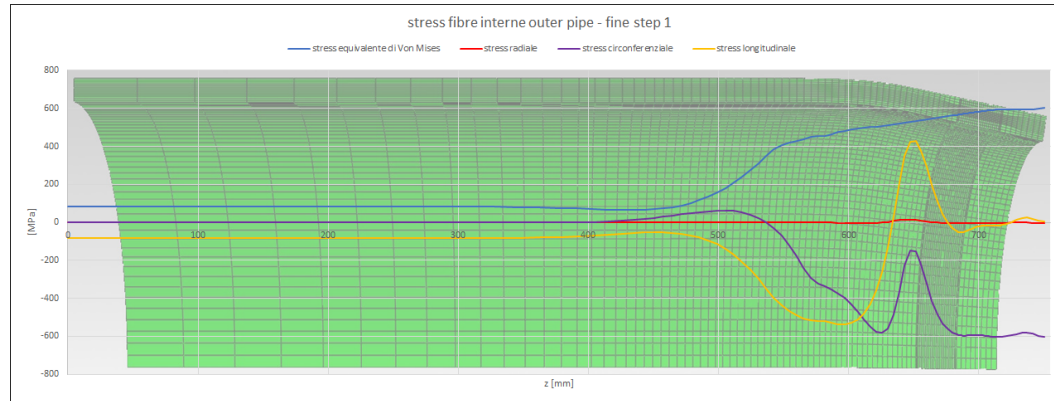


(a) Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre medie dell'outer pipe al termine dello step 1 nel caso di hardening isotropo con Lüders Plateau

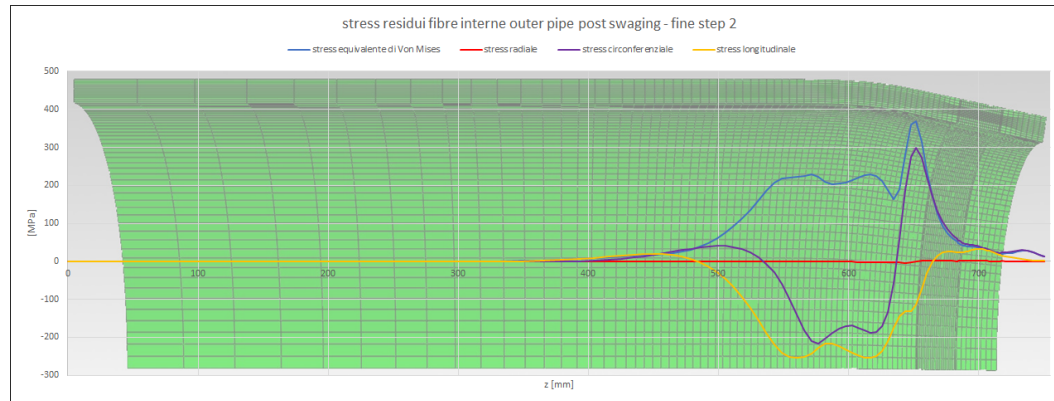


(b) Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre medie dell'outer pipe al termine dello step 2 nel caso di hardening isotropo con Lüders Plateau

Figura 4.16: Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre medie dell'outer pipe nel caso di hardening isotropo con Lü Plateau al termine dello step 1 (a) e dello step 2 (b).



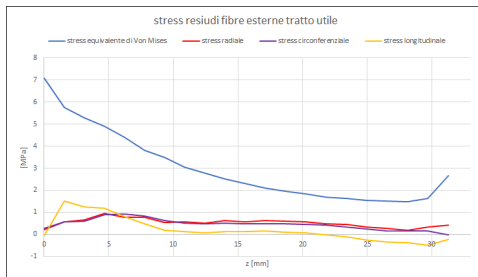
(a) Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre interne dell'outer pipe al termine dello step 1 nel caso di hardening isotropo con Lüders Plateau



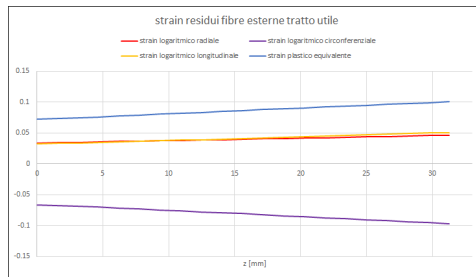
(b) Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre interne dell'outer pipe al termine dello step 2 nel caso di hardening isotropo con Lüders Plateau

Figura 4.17: Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre interne dell'outer pipe nel caso di hardening isotropo con Lü Plateau al termine dello step 1 (a) e dello step 2 (b).

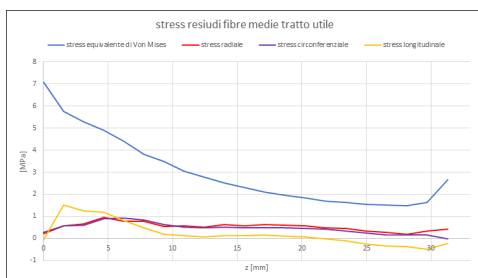
Capitolo 4 Risultati



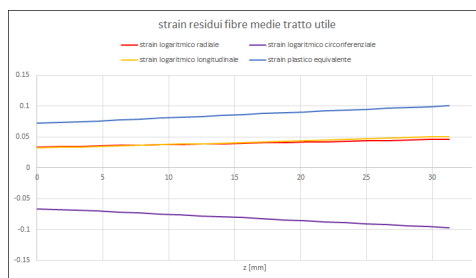
(a) Caso 1 - Distribuzione degli stress residui lungo le fibre esterne del tratto utile nel caso di hardening isotropo con Lüders Plateau



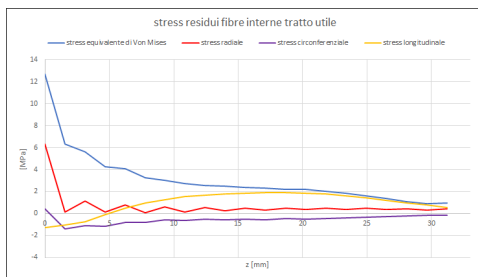
(b) Caso 1 - Distribuzione degli strain residui lungo le fibre esterne del tratto utile nel caso di hardening isotropo con Lüders Plateau



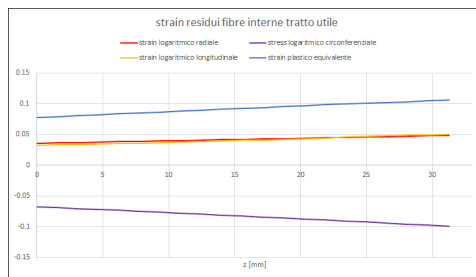
(c) Caso 1 - Distribuzione degli stress residui lungo le fibre medie del tratto utile nel caso di hardening isotropo con Lüders Plateau



(d) Caso 1 - Distribuzione degli strain residui lungo le fibre medie del tratto utile nel caso di hardening isotropo con Lüders Plateau



(e) Caso 1 - Distribuzione degli stress residui lungo le fibre interne del tratto utile nel caso di hardening isotropo con Lüders Plateau



(f) Caso 1 - Distribuzione degli strain residui lungo le fibre interne del tratto utile nel caso di hardening isotropo con Lüders Plateau

Figura 4.18: Caso 1 - Distribuzione degli stress e degli strain residui lungo le fibre esterne, medie ed interne del tratto utile del provino circolare nel caso di hardening isotropo con Lü Plateau.

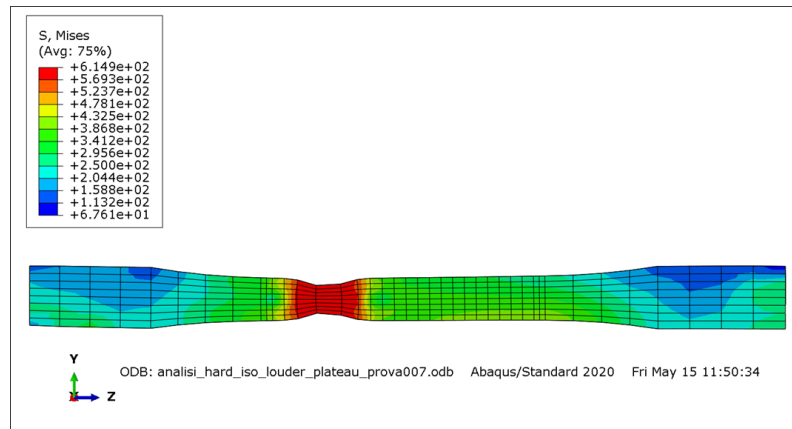
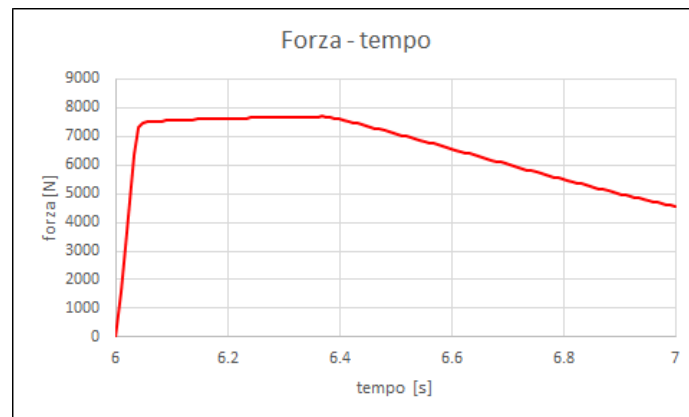
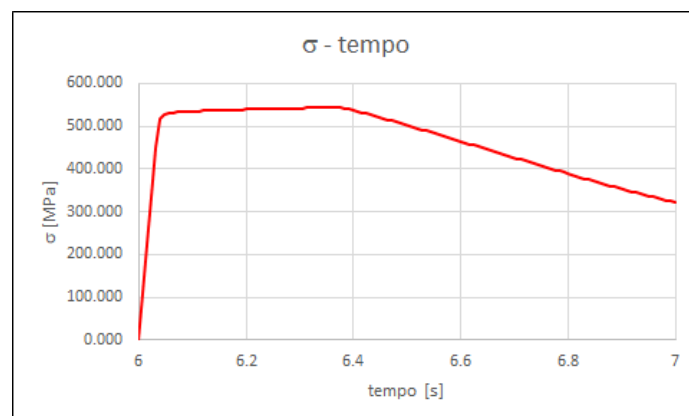


Figura 4.19: Provino circolare nel caso isotropo con Lüders Plateau dopo la prova di trazione

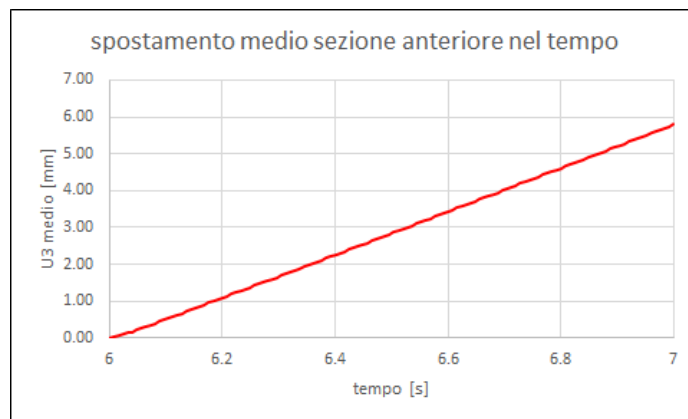


(a) Caso 1 - Andamento della forza durante la prova di trazione nel caso di hardening isotropo con Lüders Plateau

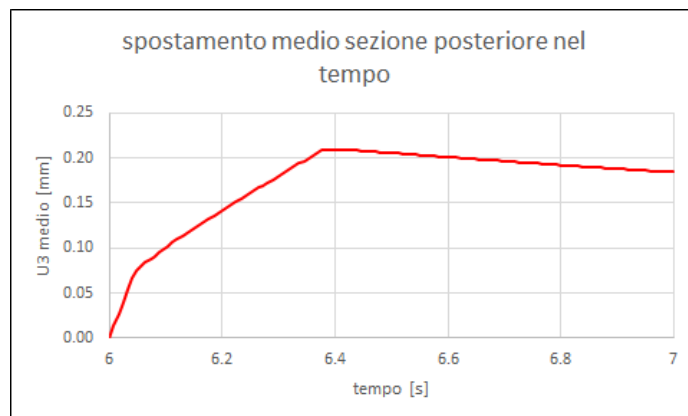


(b) Caso 1 - Andamento dello stress durante la prova di trazione nel caso di hardening isotropo con Lüders Plateau

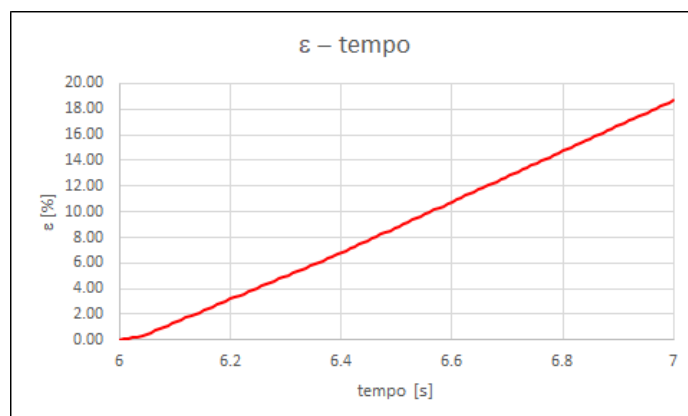
Figura 4.20: Caso 1 - andamento della forza e dello stress durante la prova di trazione nel caso di hardening isotropo con Lü Plateau.



(a) Caso 1 - Andamento dello spostamento medio della sezione anteriore durante la prova di trazione nel caso di hardening isotropo con Lüders Plateau



(b) Caso 1 - Andamento dello spostamento medio della sezione posteriore durante la prova di trazione nel caso di hardening isotropo con Lüders Plateau



(c) Caso 1 - Andamento dello strain ingegneristico durante la prova di trazione nel caso di hardening isotropo con Lüders Plateau

Figura 4.21: Caso 1 - andamento degli spostamenti medi e dello strain durante la prova di trazione nel caso di hardening isotropo con Lü Plateau.

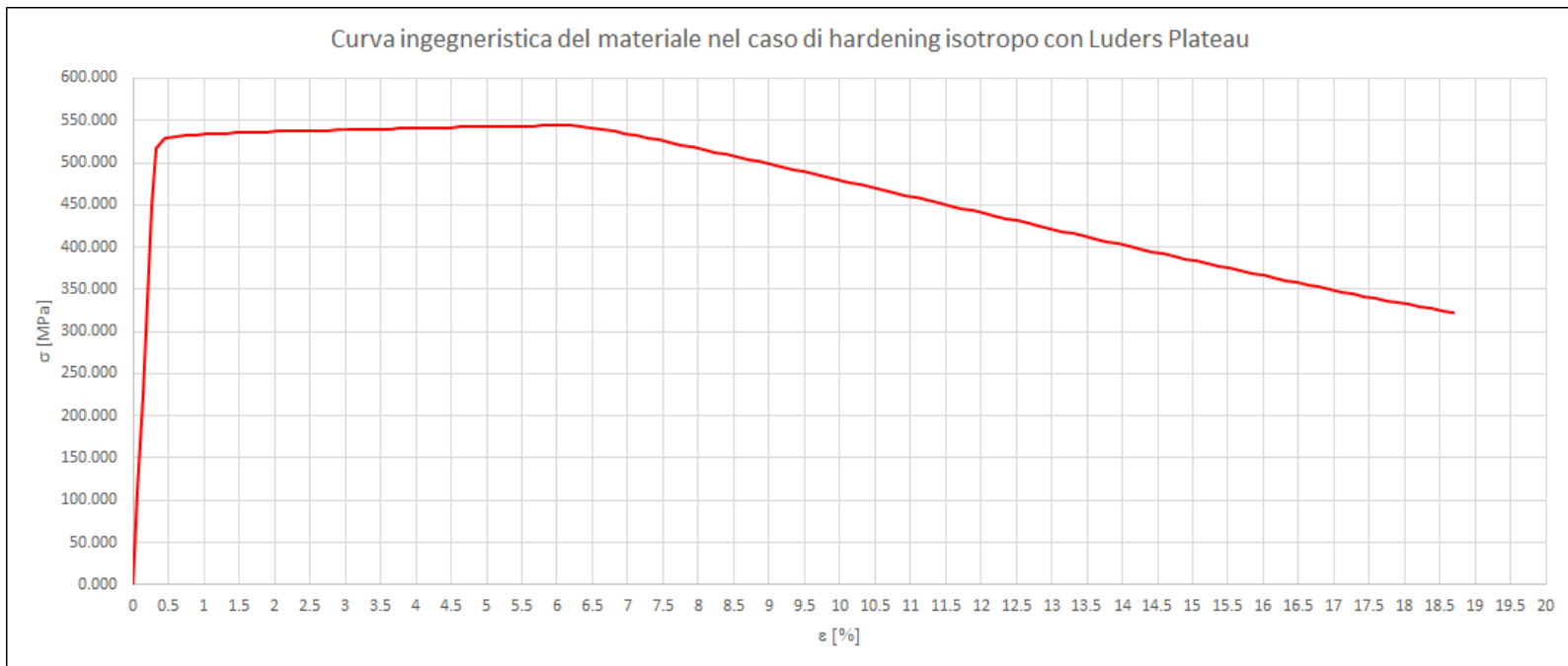


Figura 4.22: Caso 1 - Curva ingegneristica del materiale nel caso di hardening isotropo con Lüders Plateau.

Tabella 4.2: Valori delle proprietà meccaniche del materiale post swaging nel caso 1, con hardening isotropo con Lüders Plateau.

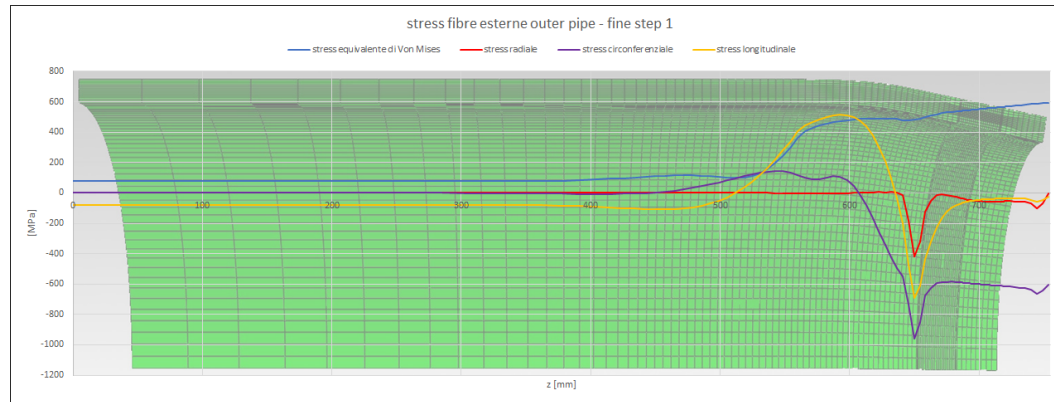
Proprietà	Simbolo	Valore
Resistenza allo snervamento (deformazione totale 0.5%)	$R_y(0.5\%)$	530 MPa
Resistenza a rottura	UTS	544 MPa
Deformazione ultima	ε_u	6.19%

Hardening cinematico multilineare

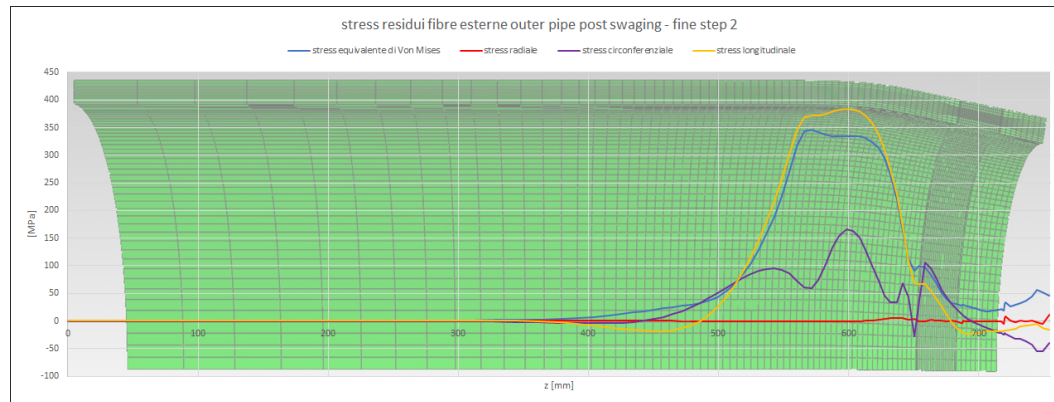
Anche nel caso di hardening cinematico multilineare, lo stato tensionale presente nell'outer pipe presenta le stesse caratteristiche evidenziate nei paragrafi precedenti, così come avviene per gli stress e gli strain residui nel tratto utile del provino. Per tali ragioni, sono riportati nuovamente solo i grafici per la loro visualizzazione.

Per quanto riguarda la modifica delle proprietà del materiale, mostrate in Figura 4.30 e riportate in Tabella 4.3, si evidenzia un modesto aumento della resistenza allo snervamento, circa del 4%, mentre la resistenza a rottura risulta in questo caso diminuita del 3,5%.

Per quanto riguarda la deformazione ultima, invece, la sua riduzione rispetto al caso iniziale è di circa il 65%, dunque il materiale dopo il processo di swaging presenta una duttilità maggiore rispetto ai due casi precedenti.

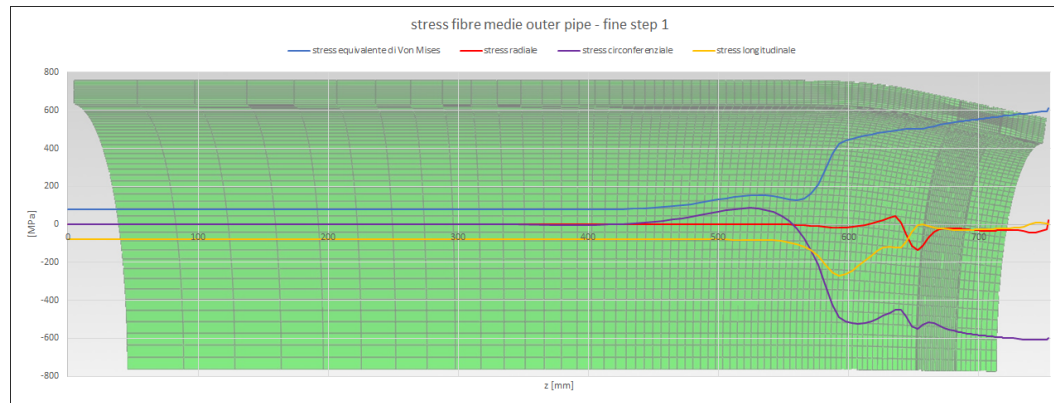


(a) Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre esterne dell'outer pipe al termine dello step 1 nel caso di hardening cinematico multilineare senza Lüders Plateau

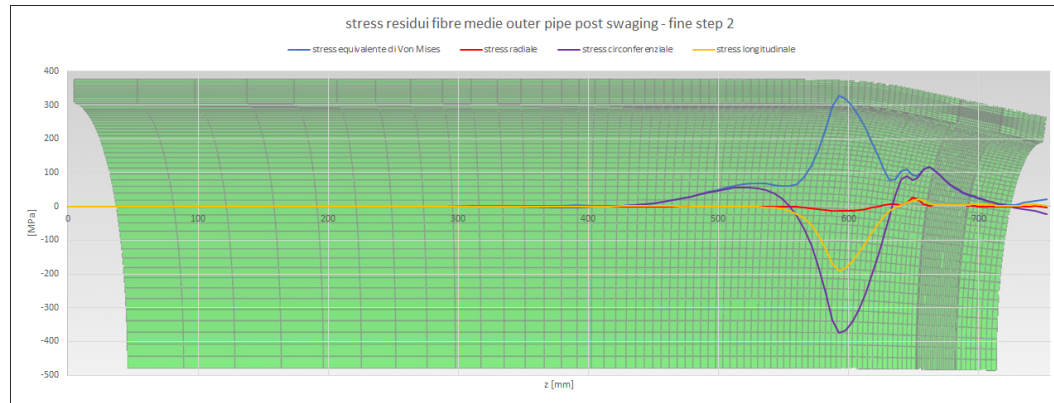


(b) Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre esterne dell'outer pipe al termine dello step 2 nel caso di hardening cinematico multilineare senza Lüders Plateau

Figura 4.23: Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre esterne dell'outer pipe nel caso di hardening cinematico multilineare senza Lü Plateau al termine dello step 1 (a) e dello step 2 (b).

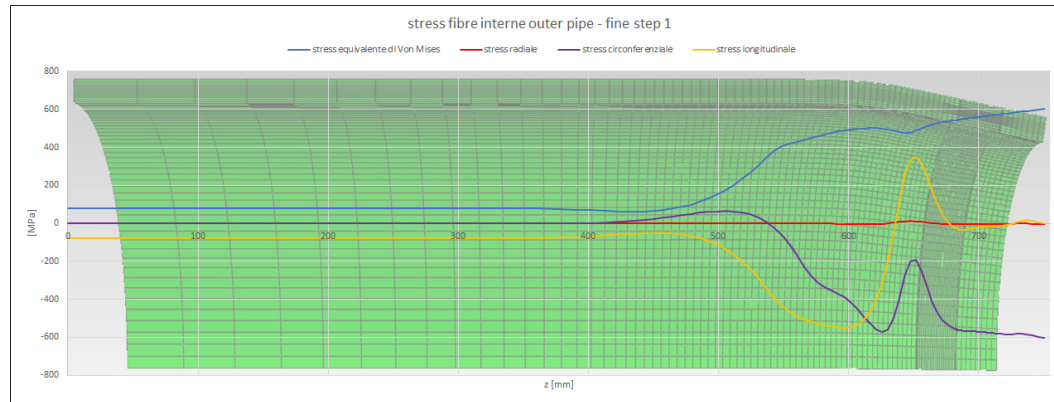


(a) Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre medie dell'outer pipe al termine dello step 1 nel caso di hardening cinematico multilineare senza Lüders Plateau

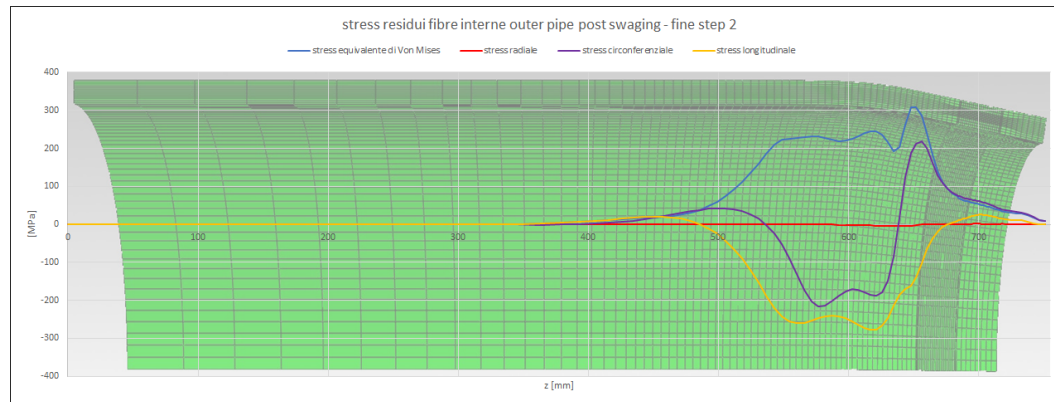


(b) Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre medie dell'outer pipe al termine dello step 2 nel caso di hardening cinematico multilineare senza Lüders Plateau

Figura 4.24: Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre medie dell'outer pipe nel caso di hardening cinematico multilineare senza Lüders Plateau al termine dello step 1 (a) e dello step 2 (b).



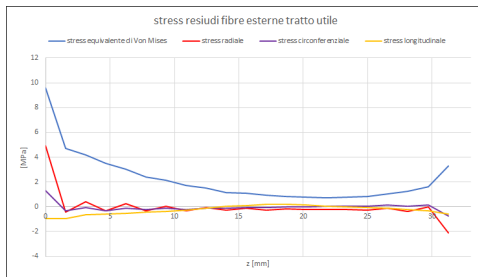
(a) Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre interne dell'outer pipe al termine dello step 1 nel caso di hardening cinematico multilineare senza Lüders Plateau



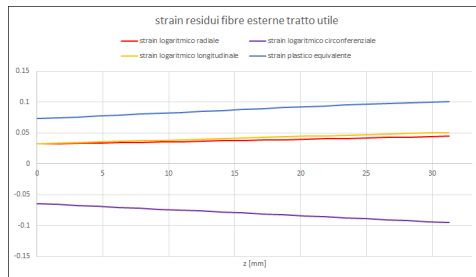
(b) Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre interne dell'outer pipe al termine dello step 2 nel caso di hardening cinematico multilineare senza Lüders Plateau

Figura 4.25: Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre interne dell'outer pipe nel caso di hardening cinematico multilineare senza Lü Plateau al termine dello step 1 (a) e dello step 2 (b).

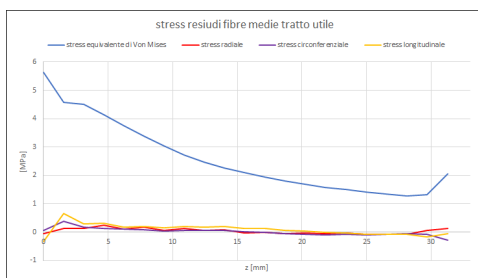
Capitolo 4 Risultati



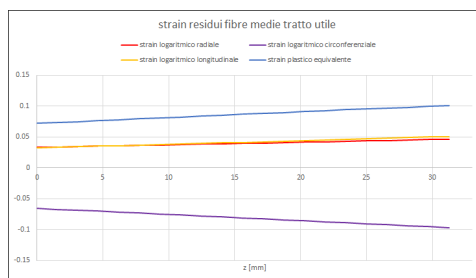
(a) Caso 1 - Distribuzione degli stress residui lungo le fibre esterne del tratto utile nel caso di hardening cinematico multilineare senza Lüders Plateau



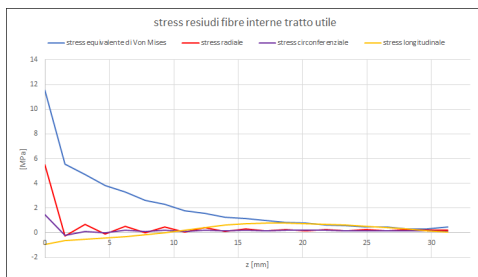
(b) Caso 1 - Distribuzione degli strain residui lungo le fibre esterne del tratto utile nel caso di hardening cinematico multilineare senza Lüders Plateau



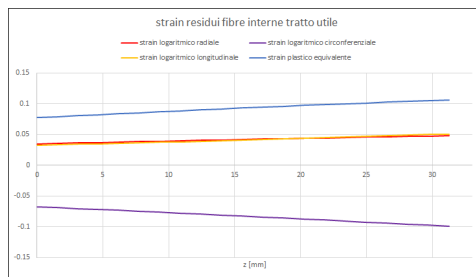
(c) Caso 1 - Distribuzione degli stress residui lungo le fibre medie del tratto utile nel caso di hardening cinematico multilineare senza Lüders Plateau



(d) Caso 1 - Distribuzione degli strain residui lungo le fibre medie del tratto utile nel caso di hardening cinematico multilineare senza Lüders Plateau



(e) Caso 1 - Distribuzione degli stress residui lungo le fibre interne del tratto utile nel caso di hardening cinematico multilineare senza Lüders Plateau



(f) Caso 1 - Distribuzione degli strain residui lungo le fibre interne del tratto utile nel caso di hardening cinematico multilineare senza Lüders Plateau

Figura 4.26: Caso 1 - Distribuzione degli stress e degli strain residui lungo le fibre esterne, medie ed interne del tratto utile del provino circolare nel caso di hardening cinematico multilineare senza Lü Plateau.

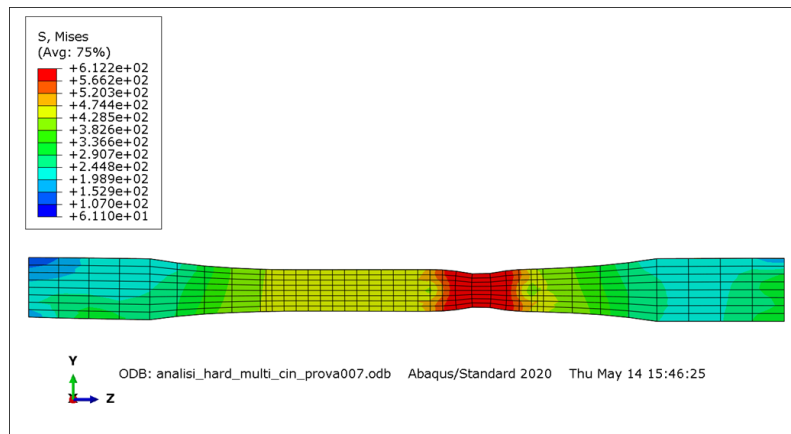
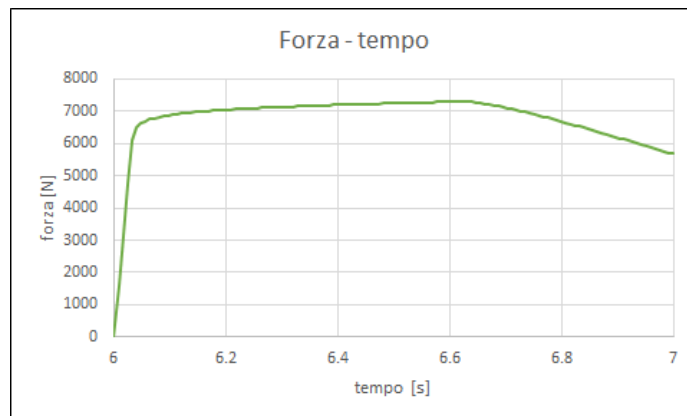
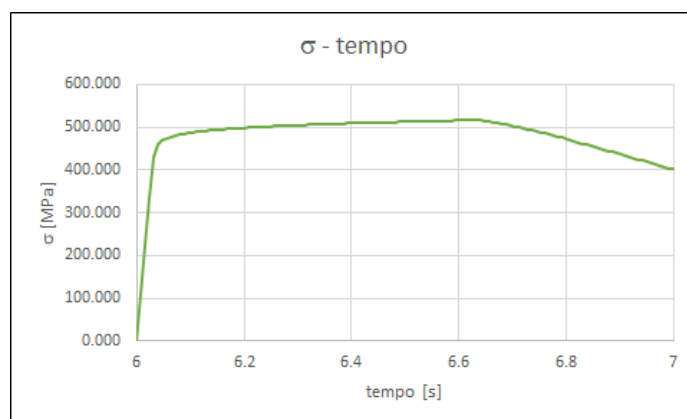


Figura 4.27: Provino circolare nel caso cinematico multilineare senza Lüders Plateau dopo la prova di trazione

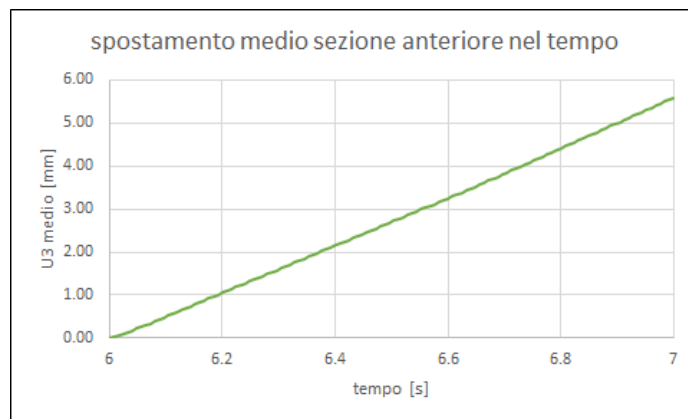


(a) Caso 1 - Andamento della forza durante la prova di trazione nel caso di hardening cinematico multilineare senza Lüders Plateau

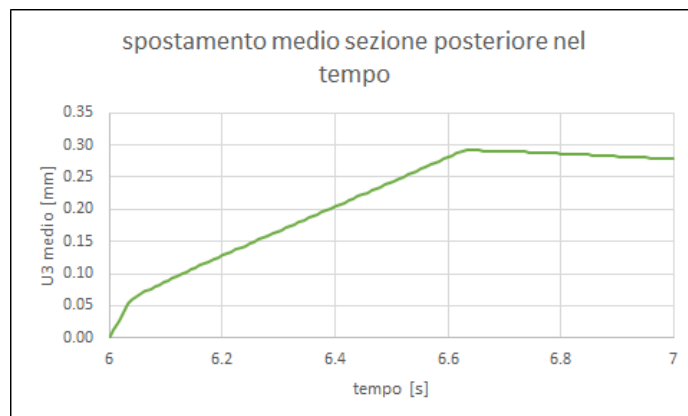


(b) Caso 1 - Andamento dello stress durante la prova di trazione nel caso di hardening cinematico multilineare senza Lüders Plateau

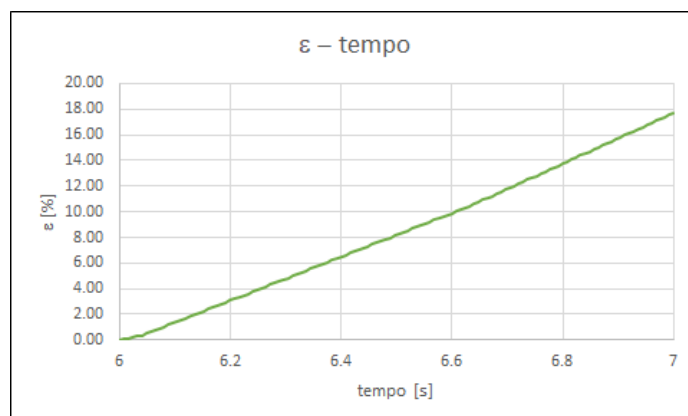
Figura 4.28: Caso 1 - andamento della forza e dello stress durante la prova di trazione nel caso di hardening cinematico multilineare senza Lü Plateau.



(a) Caso 1 - Andamento dello spostamento medio della sezione anteriore durante la prova di trazione nel caso di hardening cinematico multilineare senza Lüders Plateau



(b) Caso 1 - Andamento dello spostamento medio della sezione posteriore durante la prova di trazione nel caso di hardening cinematico multilineare senza Lüders Plateau



(c) Caso 1 - Andamento dello strain ingegneristico durante la prova di trazione nel caso di hardening cinematico multilineare senza Lüders Plateau

Figura 4.29: Caso 1 - andamento degli spostamenti medi e dello strain durante la prova di trazione nel caso di hardening cinematico multilineare senza Lü Plateau.

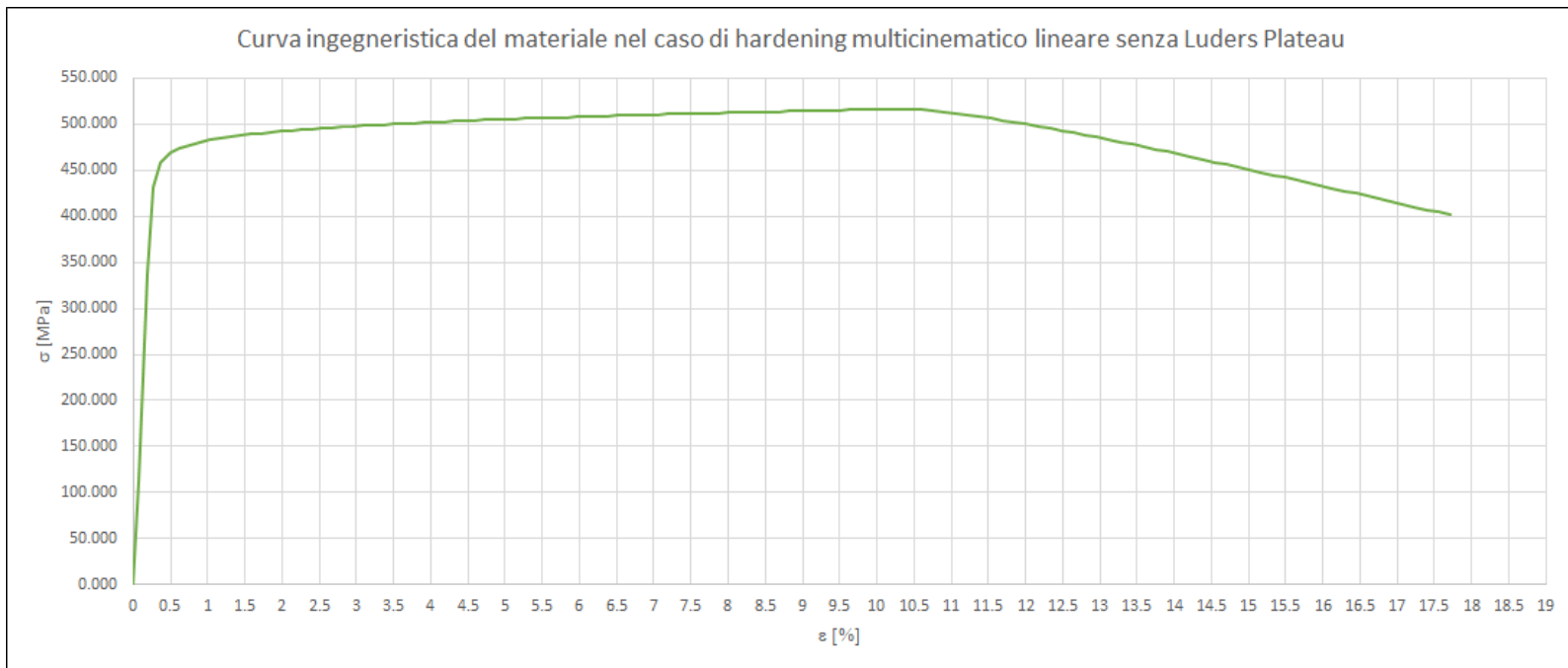


Figura 4.30: Caso 1 - Curva ingegneristica del materiale nel caso di hardening cinematico multilineare senza Lüders Plateau.

Tabella 4.3: Valori delle proprietà meccaniche del materiale post swaging nel caso 1, con hardening cinematico multilineare senza Lüders Plateau.

Proprietà	Simbolo	Valore
Resistenza allo snervamento (deformazione totale 0.5%)	$R_y(0.5\%)$	469 MPa
Resistenza a rottura	UTS	516 MPa
Deformazione ultima	ε_u	10.30%

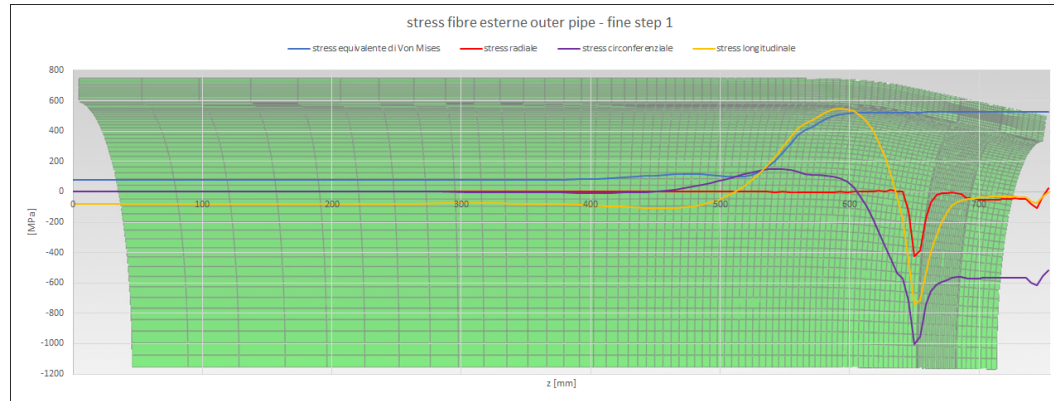
Hardening combinato senza Lüders Plateau

Nel caso di hardening combinato senza Lüders Plateau, secondo cui si combinano gli effetti dovuti all'hardening isotropo e all'hardening cinematico, la distribuzione degli stress e degli strain all'interno dell'outer pipe e del tratto utile del provino è, ancora una volta, del tutto analoga a quelle già viste. Anche qui sono allora riportati i grafici per la loro visualizzazione, in quanto sono ancora valide le osservazioni già discusse.

La modifica delle proprietà del materiale, in questo caso, risulta ben diversa dagli altri casi: la resistenza allo snervamento mostra un incremento praticamente trascurabile, pari a circa il 2%, mentre la resistenza a rottura è anche qui diminuita, con un'entità della diminuzione pari all'8,5%.

La deformazione ultima presenta, invece, un riduzione drastica, passando dal 30%, del materiale indeformato, all'1,2%, con una diminuzione percentuale maggiore del 95%.

I valori delle proprietà meccaniche sono riportati in Tabella 4.4 e la nuova curva stress-strain mostrata in Figura 4.38.



(a) Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre esterne dell'outer pipe al termine dello step 1 nel caso di hardening combinato senza Lüders Plateau

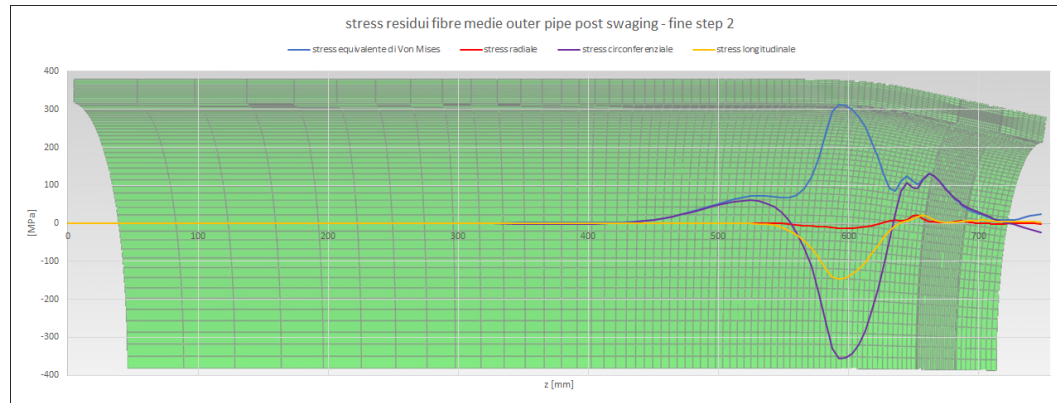


(b) Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre esterne dell'outer pipe al termine dello step 2 nel caso di hardening combinato senza Lüders Plateau

Figura 4.31: Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre esterne dell'outer pipe nel caso di hardening combinato senza Lü Plateau al termine dello step 1 (a) e dello step 2 (b).

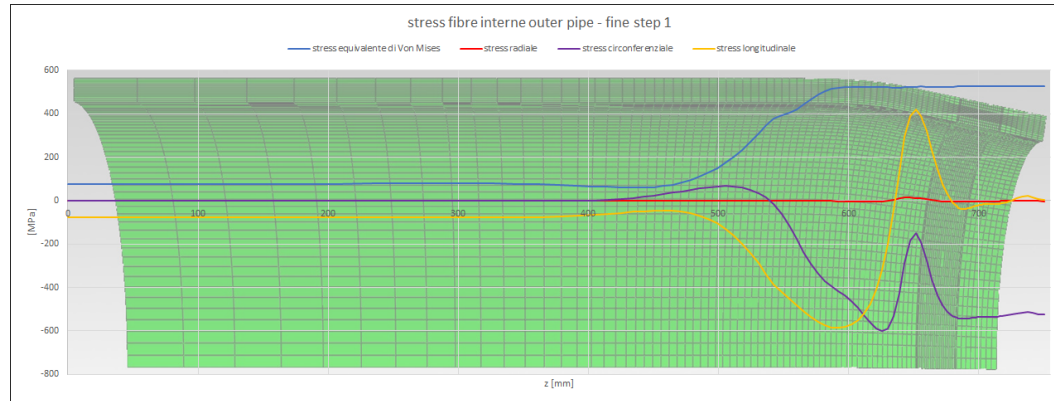


(a) Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre medie dell'outer pipe al termine dello step 1 nel caso di hardening combinato senza Lüders Plateau

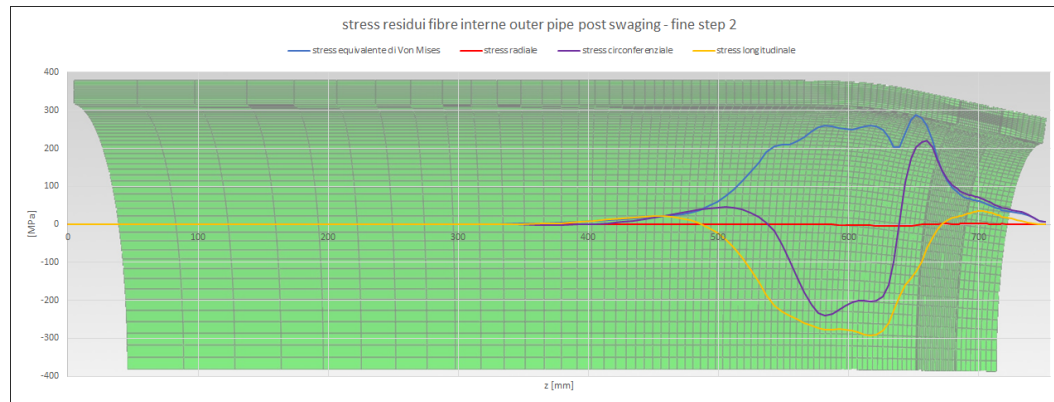


(b) Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre medie dell'outer pipe al termine dello step 2 nel caso di hardening combinato senza Lüders Plateau

Figura 4.32: Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre medie dell'outer pipe nel caso di hardening combinato senza Lü Plateau al termine dello step 1 (a) e dello step 2 (b).



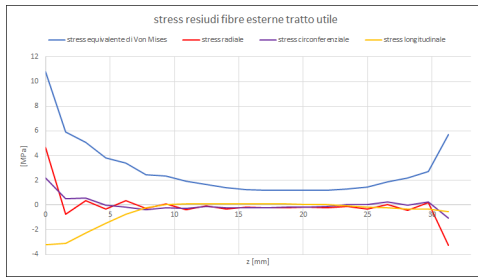
(a) Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre interne dell'outer pipe al termine dello step 1 nel caso di hardening combinato senza Lüders Plateau



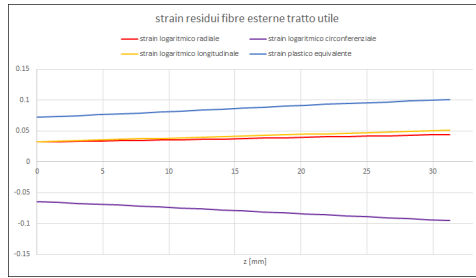
(b) Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre interne dell'outer pipe al termine dello step 2 nel caso di hardening combinato senza Lüders Plateau

Figura 4.33: Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre interne dell'outer pipe nel caso di hardening combinato senza Lü Plateau al termine dello step 1 (a) e dello step 2 (b).

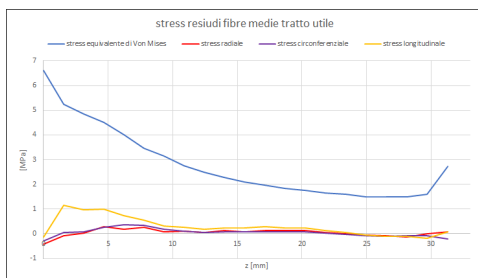
Capitolo 4 Risultati



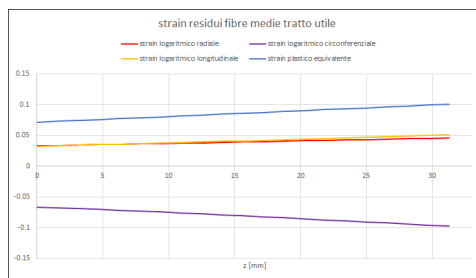
(a) Caso 1 - Distribuzione degli stress residui lungo le fibre esterne del tratto utile nel caso di hardening combinato senza Lüders Plateau



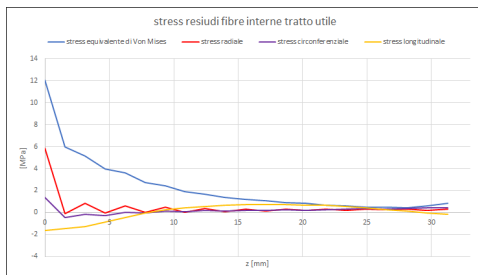
(b) Caso 1 - Distribuzione degli strain residui lungo le fibre esterne del tratto utile nel caso di hardening combinato senza Lüders Plateau



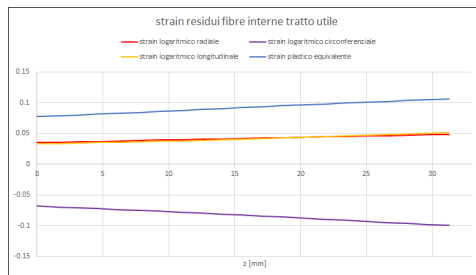
(c) Caso 1 - Distribuzione degli stress residui lungo le fibre medie del tratto utile nel caso di hardening combinato senza Lüders Plateau



(d) Caso 1 - Distribuzione degli strain residui lungo le fibre medie del tratto utile nel caso di hardening combinato senza Lüders Plateau



(e) Caso 1 - Distribuzione degli stress residui lungo le fibre interne del tratto utile nel caso di hardening combinato senza Lüders Plateau



(f) Caso 1 - Distribuzione degli strain residui lungo le fibre interne del tratto utile nel caso di hardening combinato senza Lüders Plateau

Figura 4.34: Caso 1 - Distribuzione degli stress e degli strain residui lungo le fibre esterne, medie ed interne del tratto utile del provino circolare nel caso di hardening combinato senza Lü Plateau.

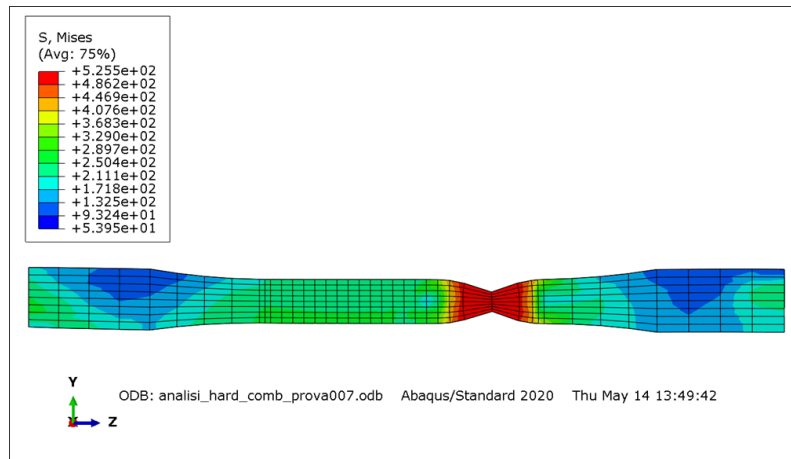
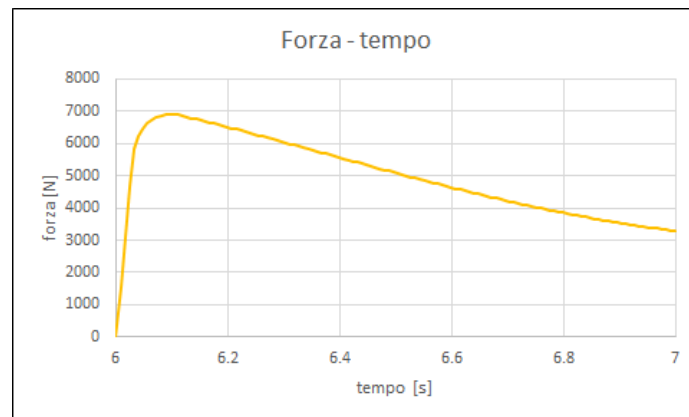
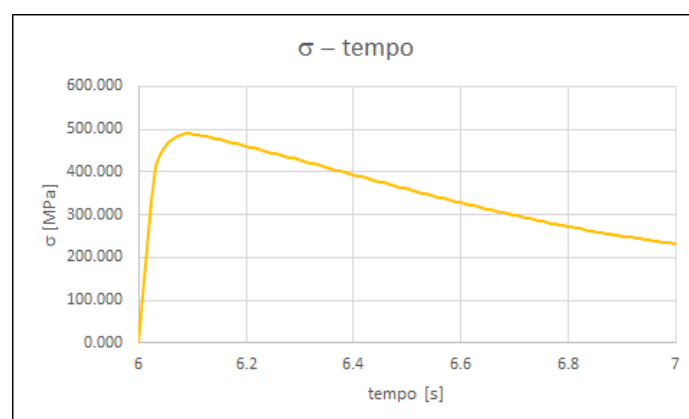


Figura 4.35: Provino circolare nel caso combinato senza Lüders Plateau dopo la prova di trazione

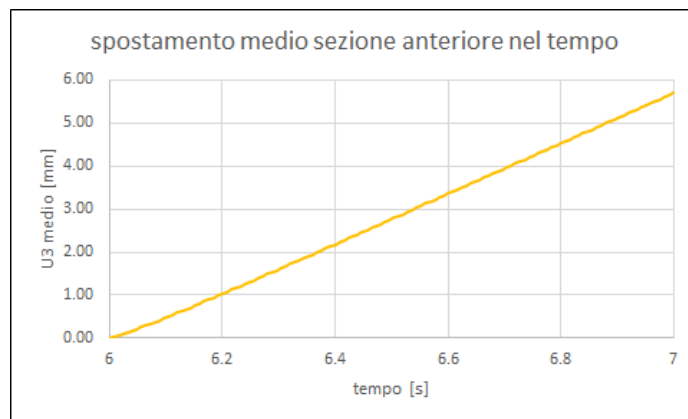


(a) Caso 1 - Andamento della forza durante la prova di trazione nel caso di hardening combinato senza Lüders Plateau

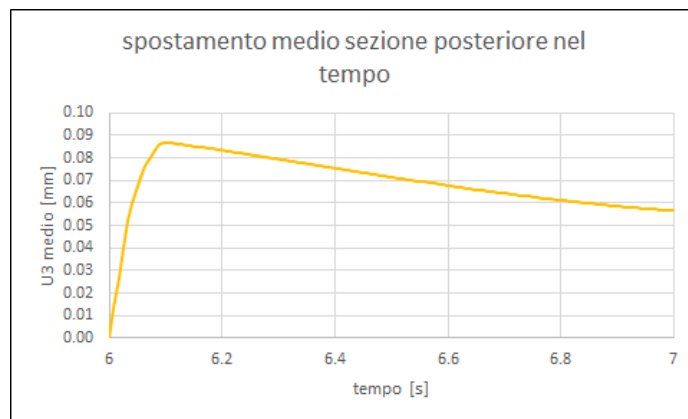


(b) Caso 1 - Andamento dello stress durante la prova di trazione nel caso di hardening combinato senza Lüders Plateau

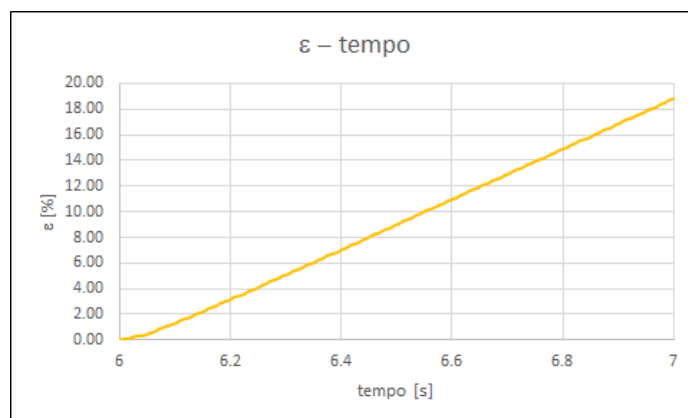
Figura 4.36: Caso 1 - andamento della forza e dello stress durante la prova di trazione nel caso di hardening combinato senza Lü Plateau.



(a) Caso 1 - Andamento dello spostamento medio della sezione anteriore durante la prova di trazione nel caso di hardening combinato senza Lüders Plateau



(b) Caso 1 - Andamento dello spostamento medio della sezione posteriore durante la prova di trazione nel caso di hardening combinato senza Lüders Plateau



(c) Caso 1 - Andamento dello strain ingegneristico durante la prova di trazione nel caso di hardening combinato senza Lüders Plateau

Figura 4.37: Caso 1 - andamento degli spostamenti medi e dello strain durante la prova di trazione nel caso di hardening combinato senza Lü Plateau.

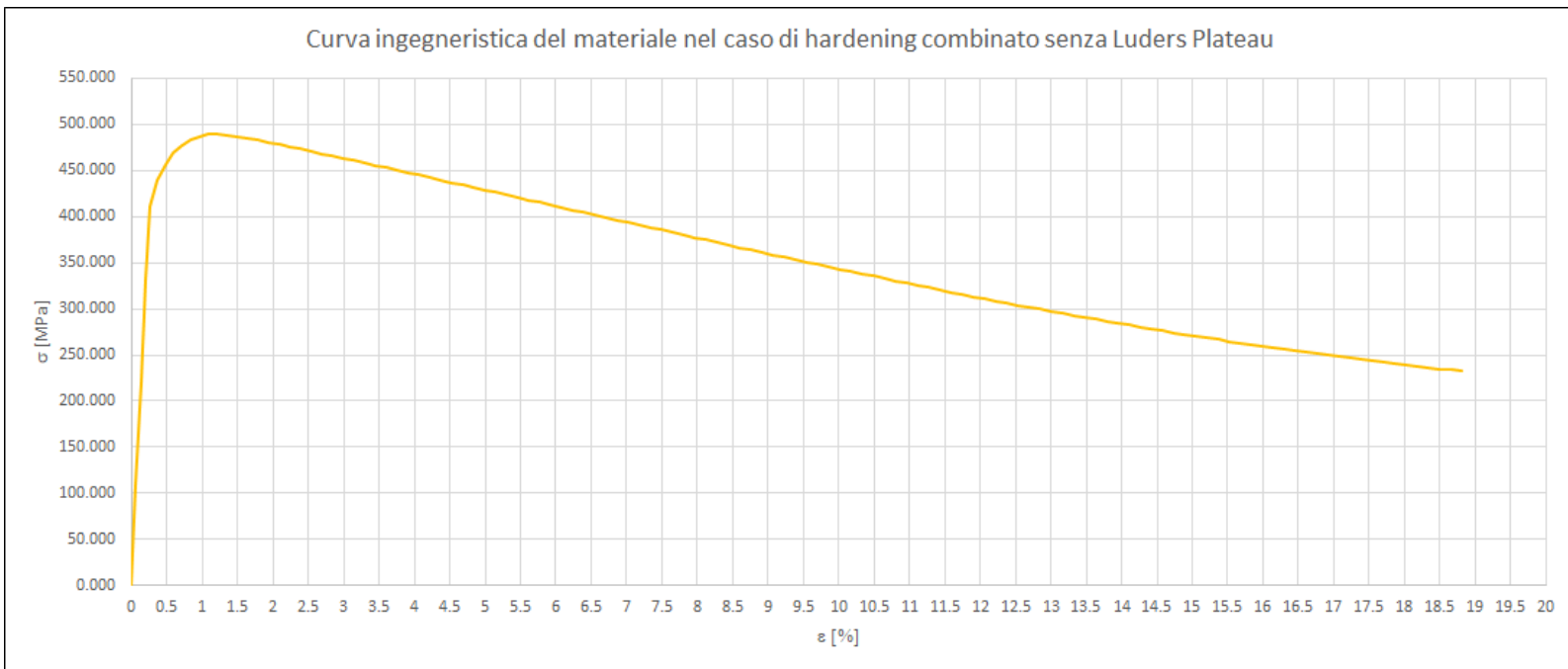


Figura 4.38: Caso 1 - Curva ingegneristica del materiale nel caso di hardening combinato senza Lüders Plateau.

Tabella 4.4: Valori delle proprietà meccaniche del materiale post swaging nel caso 1, con hardening combinato senza Lüders Plateau.

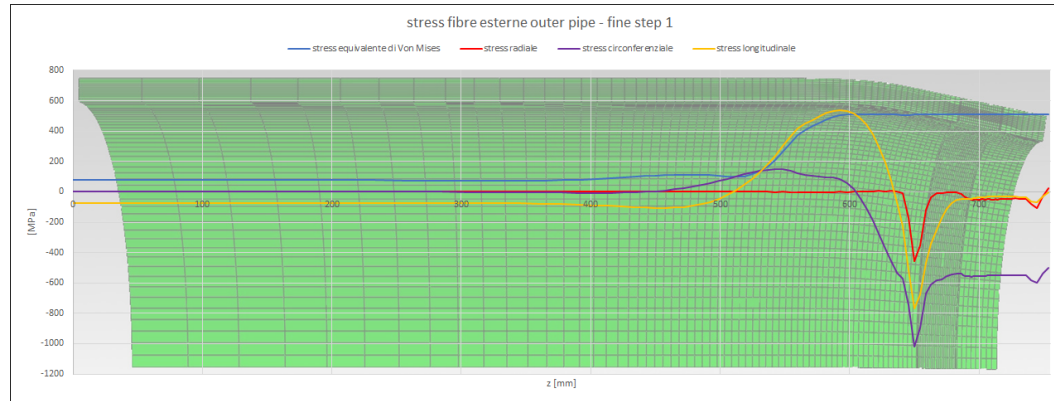
Proprietà	Simbolo	Valore
Resistenza allo snervamento (deformazione totale 0.5%)	$R_y(0.5\%)$	460 MPa
Resistenza a rottura	UTS	490 MPa
Deformazione ultima	ε_u	1.21%

Hardening combinato con Lüders Plateau

L'ultimo modello di hardening indagato nel caso 1 è quello di hardening combinato in cui è implementato il comportamento del materiale con il Lüders Plateau. Lo stato tensionale e di deformazione nell'outer pipe e nel tratto utile, nelle varie fasi considerate, sono del tutto simili a quelli già visti, valgono anche qui le osservazioni precedenti.

Il comportamento del materiale dopo il processo di swaging è, inoltre, analogo al caso di hardening combinato senza Lüders Plateau: l'incremento della resistenza allo snervamento è minimo e del tutto trascurabile, la resistenza a rottura presenta un decremento di entità leggermente maggiore, mentre la deformazione ultima è, in questo caso, minore rispetto al caso con Lüders Plateau, presentando così una riduzione ancor più drastica.

I valori delle proprietà e la curva stress-strain ottenuti sono riportati in Tabella 4.5 e Figura 4.46 rispettivamente.

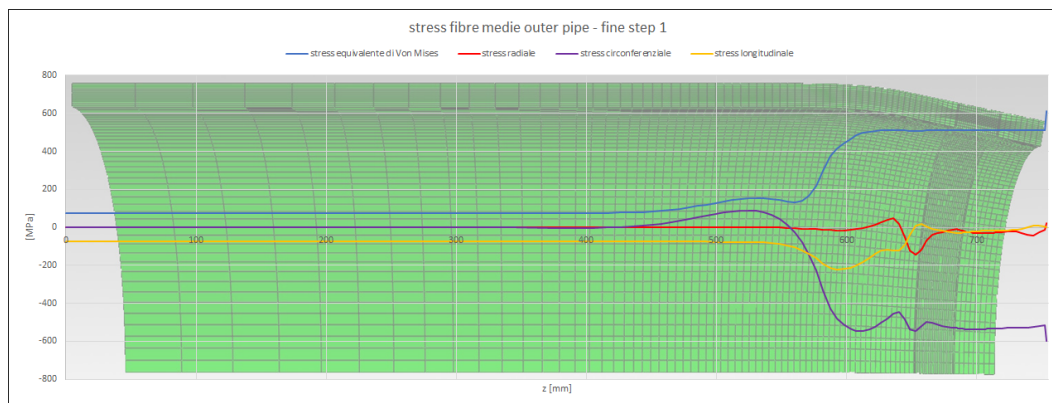


(a) Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre esterne dell'outer pipe al termine dello step 1 nel caso di hardening combinato con Lüders Plateau

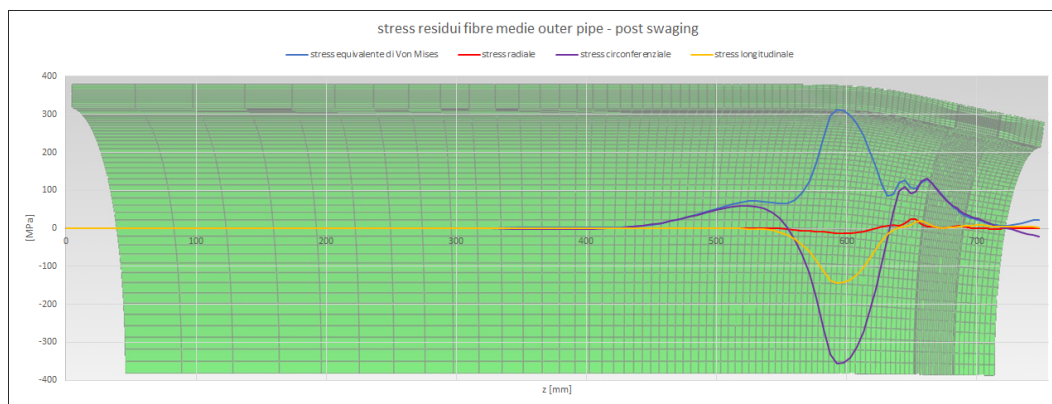


(b) Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre esterne dell'outer pipe al termine dello step 2 nel caso di hardening combinato con Lüders Plateau

Figura 4.39: Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre esterne dell'outer pipe nel caso di hardening combinato con Lü Plateau al termine dello step 1 (a) e dello step 2 (b).

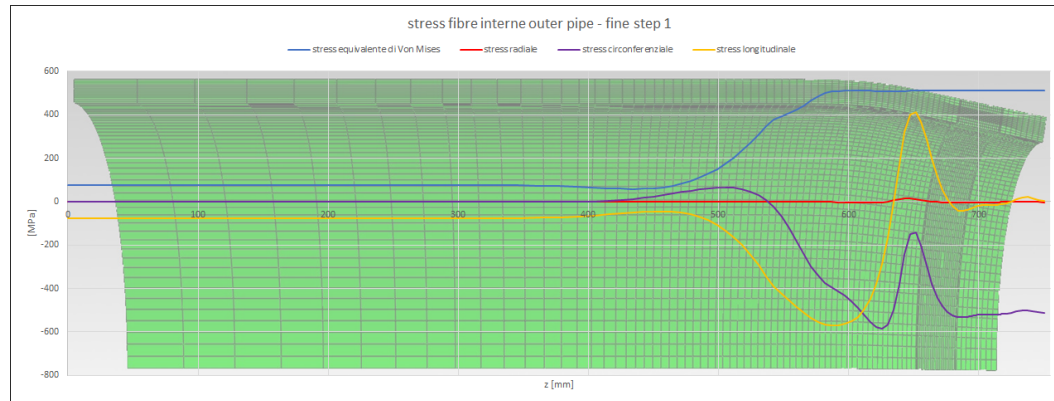


(a) Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre medie dell'outer pipe al termine dello step 1 nel caso di hardening combinato con Lüders Plateau

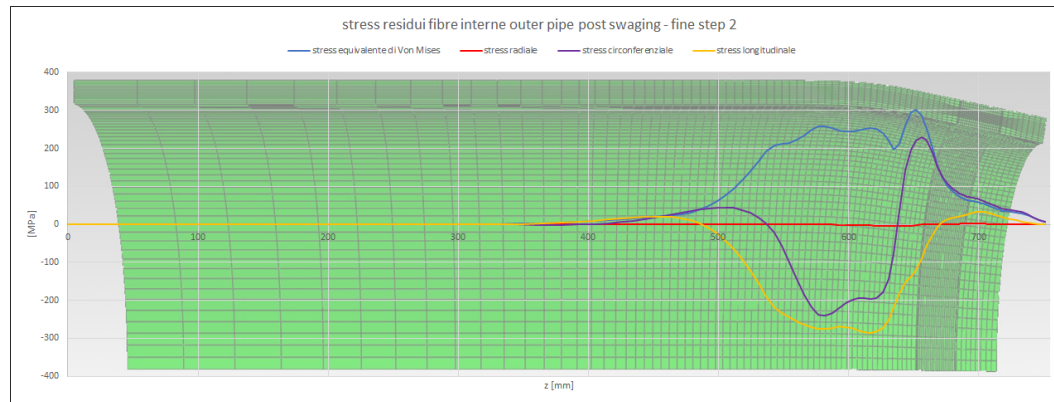


(b) Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre medie dell'outer pipe al termine dello step 2 nel caso di hardening combinato con Lüders Plateau

Figura 4.40: Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre medie dell'outer pipe nel caso di hardening combinato con Lü Plateau al termine dello step 1 (a) e dello step 2 (b).



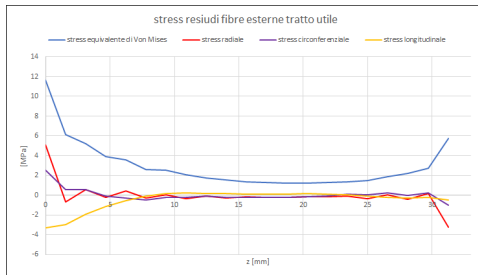
(a) Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre interne dell'outer pipe al termine dello step 1 nel caso di hardening combinato con Lüders Plateau



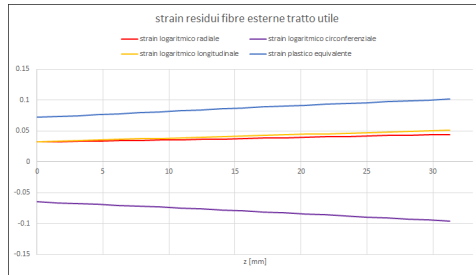
(b) Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre interne dell'outer pipe al termine dello step 2 nel caso di hardening combinato con Lüders Plateau

Figura 4.41: Caso 1 - Distribuzione degli stress lungo le fibre interne dell'outer pipe nel caso di hardening combinato con Lü Plateau al termine dello step 1 (a) e dello step 2 (b).

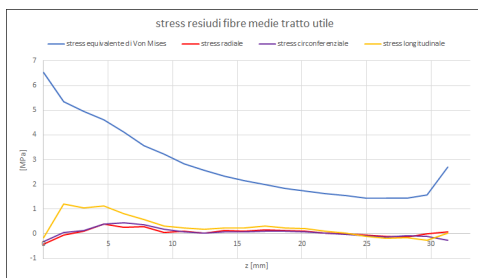
Capitolo 4 Risultati



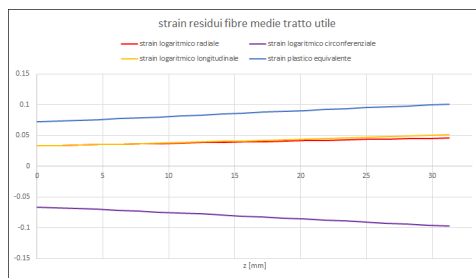
(a) Caso 1 - Distribuzione degli stress residui lungo le fibre esterne del tratto utile nel caso di hardening combinato con Lüders Plateau



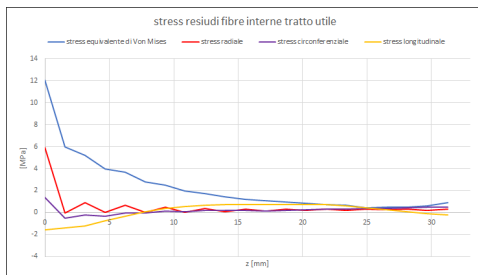
(b) Caso 1 - Distribuzione degli strain residui lungo le fibre esterne del tratto utile nel caso di hardening combinato con Lüders Plateau



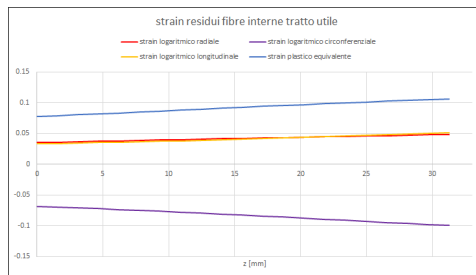
(c) Caso 1 - Distribuzione degli stress residui lungo le fibre medie del tratto utile nel caso di hardening combinato con Lüders Plateau



(d) Caso 1 - Distribuzione degli strain residui lungo le fibre medie del tratto utile nel caso di hardening combinato con Lüders Plateau



(e) Caso 1 - Distribuzione degli stress residui lungo le fibre interne del tratto utile nel caso di hardening combinato con Lüders Plateau



(f) Caso 1 - Distribuzione degli strain residui lungo le fibre interne del tratto utile nel caso di hardening combinato con Lüders Plateau

Figura 4.42: Caso 1 - Distribuzione degli stress e degli strain residui lungo le fibre esterne, medie ed interne del tratto utile del provino circolare nel caso di hardening combinato con Lü Plateau.

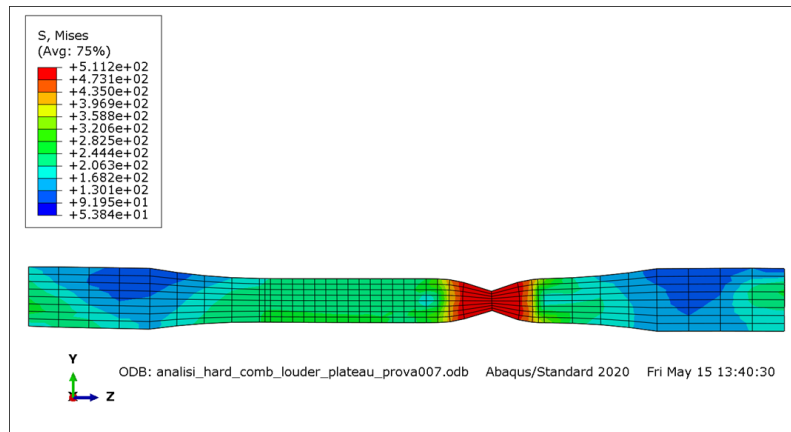
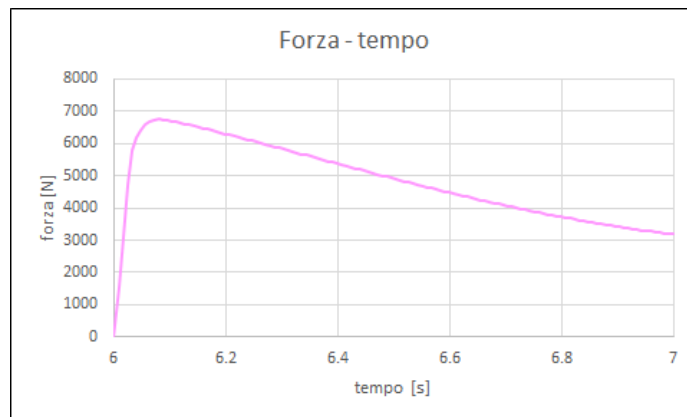
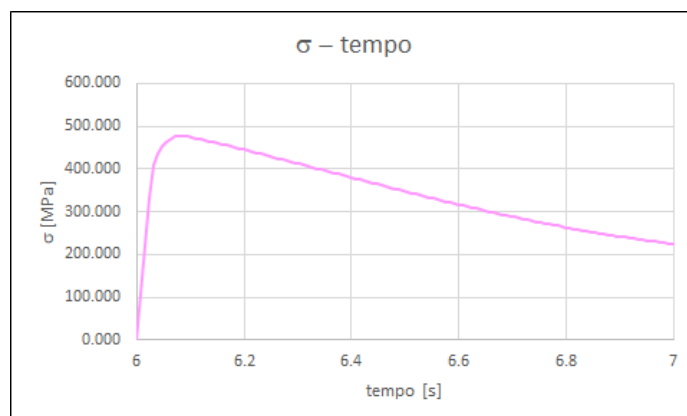


Figura 4.43: Provino circolare nel caso combinato con Lüders Plateau dopo la prova di trazione

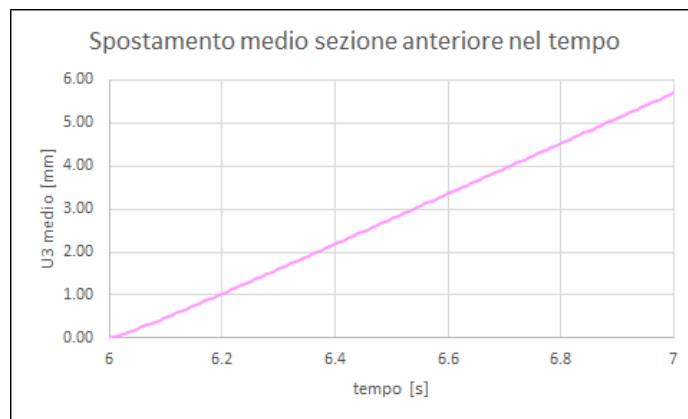


(a) Caso 1 - Andamento della forza durante la prova di trazione nel caso di hardening combinato con Lüders Plateau

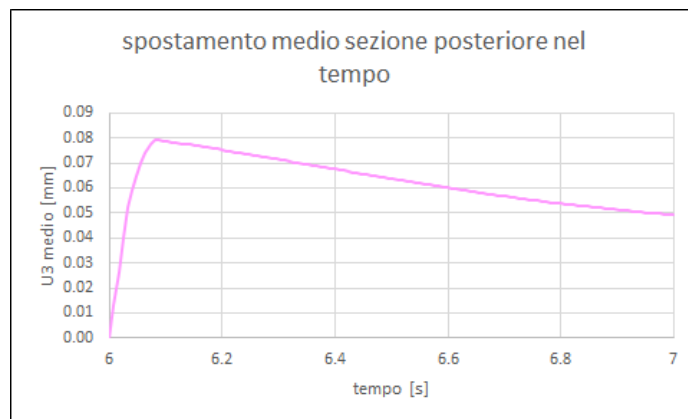


(b) Caso 1 - Andamento dello stress durante la prova di trazione nel caso di hardening combinato con Lüders Plateau

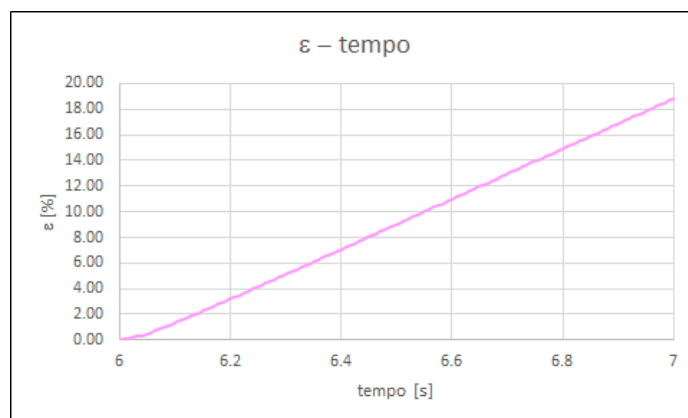
Figura 4.44: Caso 1 - andamento della forza e dello stress durante la prova di trazione nel caso di hardening combinato con Lü Plateau.



(a) Caso 1 - Andamento dello spostamento medio della sezione anteriore durante la prova di trazione nel caso di hardening combinato con Lüders Plateau



(b) Caso 1 - Andamento dello spostamento medio della sezione posteriore durante la prova di trazione nel caso di hardening combinato con Lüders Plateau



(c) Caso 1 - Andamento dello strain ingegneristico durante la prova di trazione nel caso di hardening combinato con Lüders Plateau

Figura 4.45: Caso 1 - andamento degli spostamenti medi e dello strain durante la prova di trazione nel caso di hardening combinato con Lü Plateau.

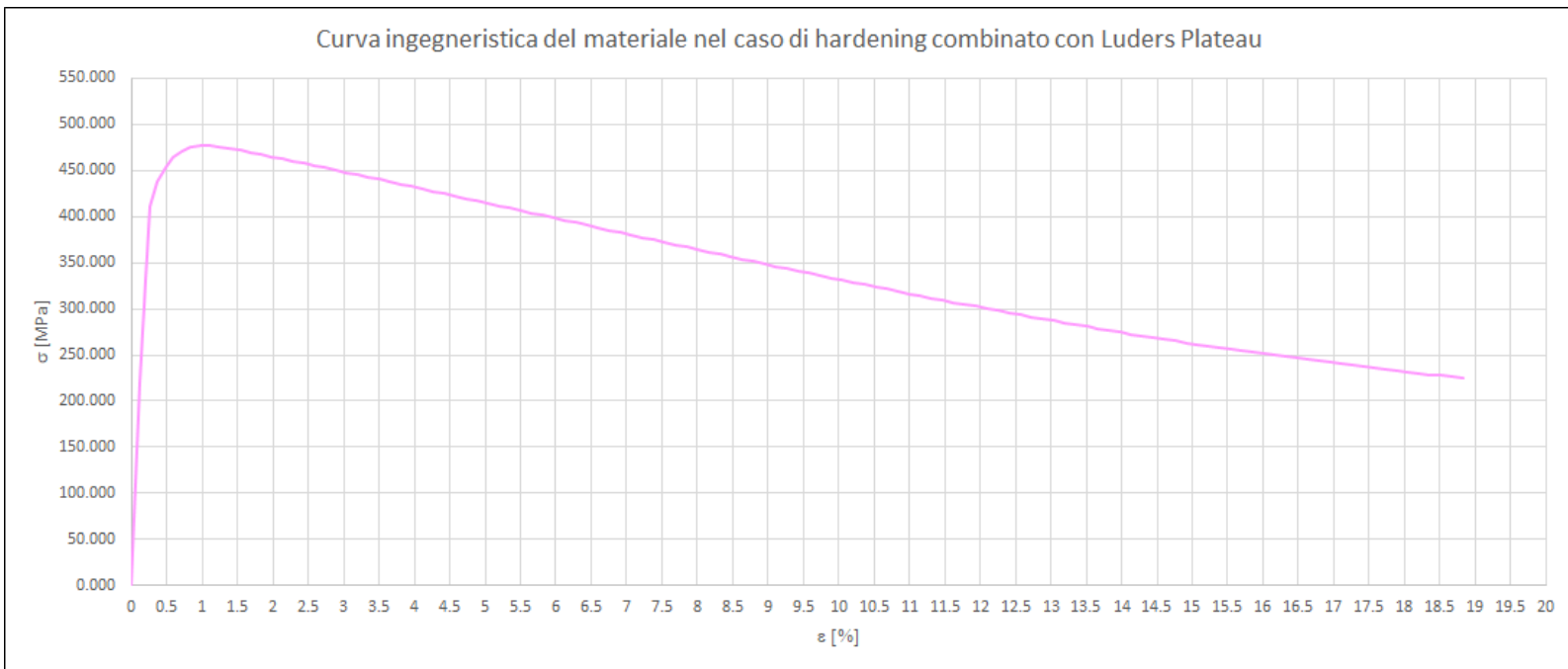


Figura 4.46: Caso 1 - Curva ingegneristica del materiale nel caso di hardening combinato con Lüders Plateau.

Tabella 4.5: Valori delle proprietà meccaniche del materiale post swaging nel caso 1, con hardening combinato con Lüders Plateau.

Proprietà	Simbolo	Valore
Resistenza allo snervamento (deformazione totale 0.5%)	$R_y(0.5\%)$	456 MPa
Resistenza a rottura	UTS	477 MPa
Deformazione ultima	ε_u	0.9%

Confronto

Confrontando tra loro le curve stress-strain risultanti dall'analisi del caso 1 e con la curva stress-strain iniziale, come mostrato in Figura 4.47 è possibile trarre delle prime conclusioni riguardo le loro differenze.

La resistenza allo snervamento R_y subisce, in generale, un incremento in ciascun caso di analisi: per l'hardening combinato, sia con che senza Lü Plateau, tale aumento è minimo e trascurabile, mentre per l'hardening isotropo risulta effettivamente consistente.

Per quanto riguarda la resistenza a rottura, in base al modello di hardening implementato si ottengono comportamenti differenti. Nell'hardening isotropo, sia con che senza Lüders Plateau, si rileva un aumento non particolarmente di rilievo di tale parametro, mentre negli altri modelli risulta una diminuzione, abbastanza evidente nel caso di hardening combinato.

Per la deformazione ultima, si ha una diminuzione consistente per ogni caso di analisi, con il caso di hardening combinato che presenta drasticamente il maggiore grado di decremento, superiore al 95%.

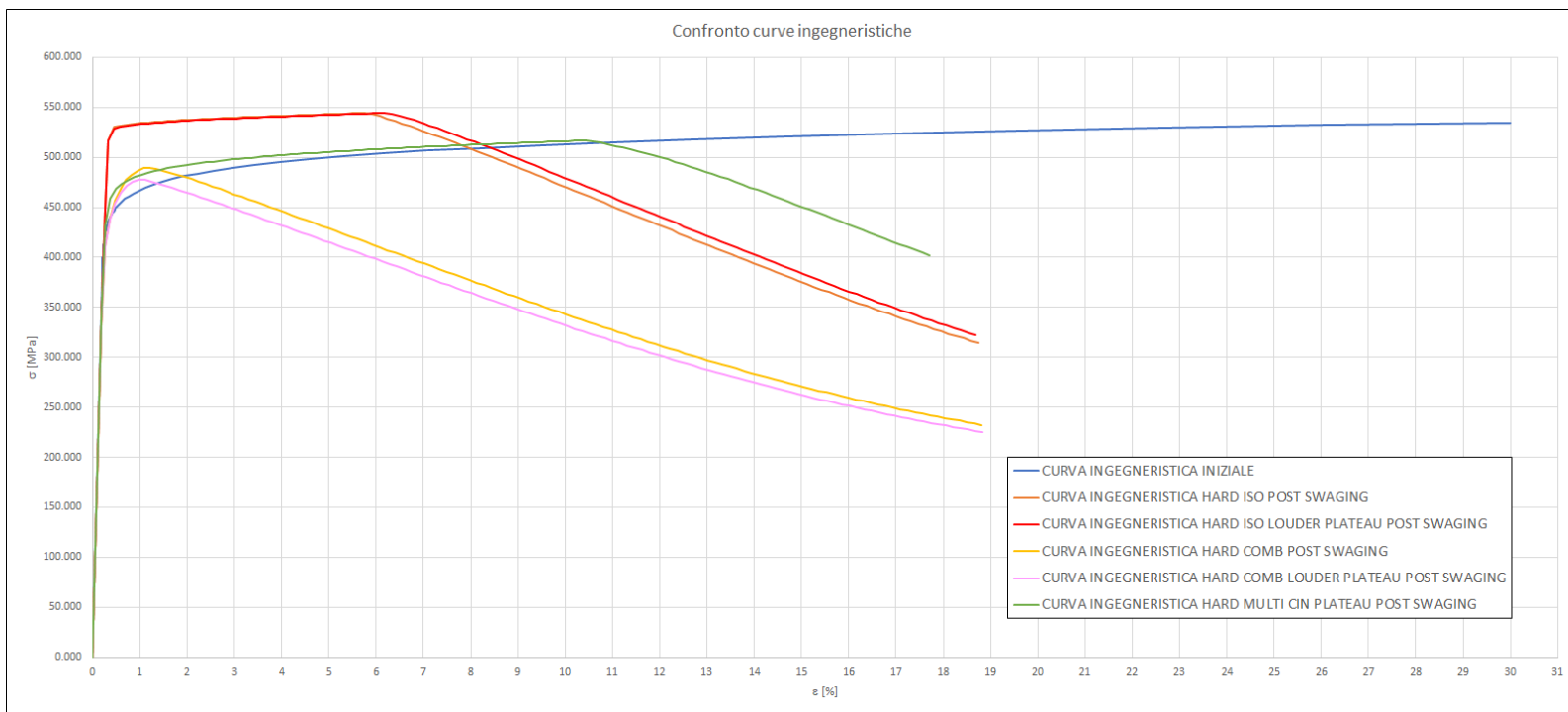


Figura 4.47: Caso 1 – confronto delle curve ingegneristiche ottenute dall’analisi con la curva iniziale del materiale.

4.3.2 Caso 2

Nel secondo caso di analisi, il provino è stato estratto ad una distanza di 33.4 mm dal bordo libero dell'outer pipe, come mostrato in Figura 4.6. Anche in questo caso sono stati indagati i modelli di hardening precedenti, implementando per il materiale la curva con e senza Lü Plateau.

Da un punto di vista tensionale e di deformazione, per ogni modello di hardening, l'outer pipe mostra lo stesso comportamento già riportato in precedenza per ciascun caso. Per tale ragione si omettono, in questa occasione, i relativi grafici.

La posizione di estrazione diversa del provino circolare comporta una situazione differente prima dello svolgimento della prova di trazione: se nel caso 1 il provino, grazie al recupero della deformazione durante le varie fasi di model change, tornava in posizione orizzontale, qui il recupero della deformazione risulta essere solo parziale. Conseguentemente, il provino circolare rimane inclinato come mostrato in Figura 4.48.

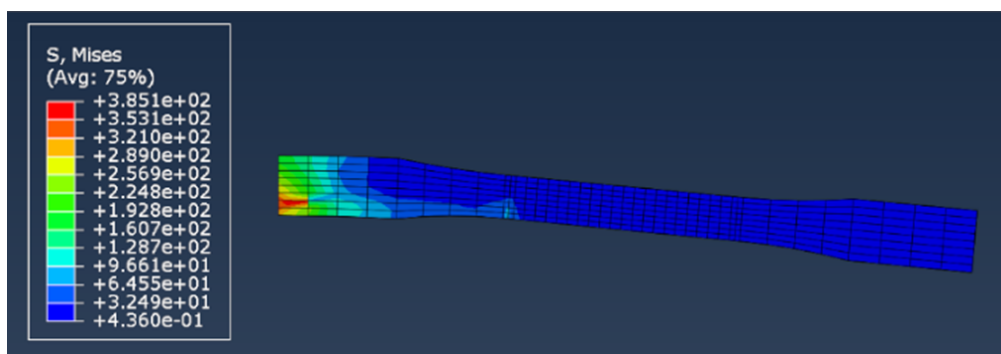


Figura 4.48: Caso 2 – configurazione inclinata del provino circolare prima della simulazione della prova di trazione.

Conducendo in tali condizione la prova di trazione, ed elaborando i dati ottenuti dal solutore esattamente come descritto per i casi precedenti, si ottengono le curve stress-strain riportate in Figura 4.49.

Come si può osservare dai grafici, in ciascun caso si rileva una pendenza del tratto lineare elastico ben diversa da quella iniziale: tale comportamento è legato all'inclinazione mostrata dal provino all'inizio della prova. Infatti, a causa di questa inclinazione, il carico di trazione applicato risulta eccentrico, comportando la presenza di una componente di *flessione* (o *bending*) nei risultati, che li invalida e richiede una correzione per ottenere i risultati desiderati.

Un tentativo di correzione di tali risultati è stato effettuato per il caso di hardening cinematico multilineare.

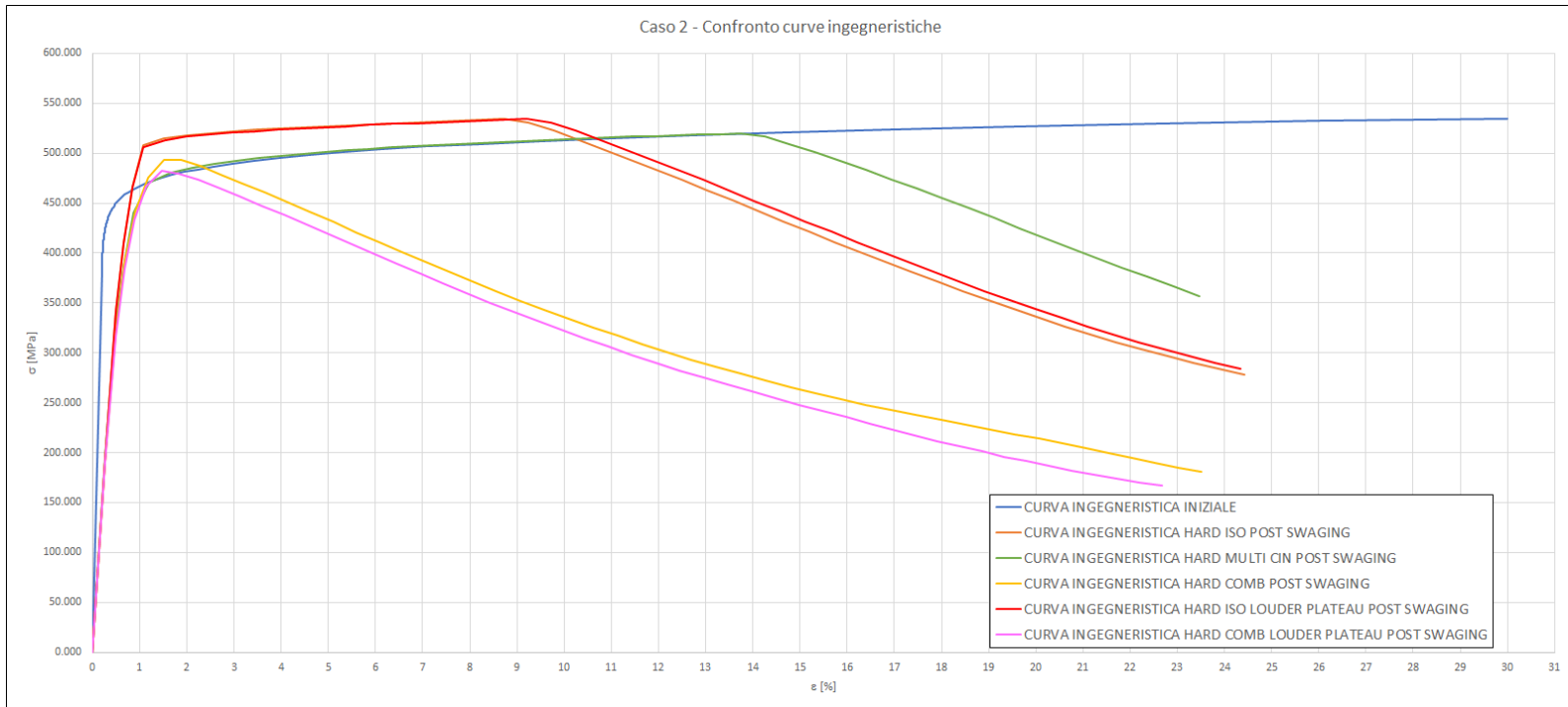


Figura 4.49: Caso 2 - Confronto delle curve stress-strain ottenute con i diversi modelli di hardening con la curva iniziale

Correzione nel caso di hardening cinematico multilineare

Per realizzare un tentativo di correzione nel caso di hardening cinematico multilineare, è stato definito un path lungo una semicirconferenza del tratto utile non interessata dal fenomeno della strizione (Figura 4.50) e per ogni istante di campionamento (in questo caso 50) si sono rilevati i dati di posizione di ciascun punto del path, in termini di coordinata y , e i dati di stress. Sulla base di questi ultimi, si è calcolato lo stress medio, come semplice media aritmetica, che è stato preso come valore dello stress dovuto alla sola trazione per ogni istante; questo stress medio è poi stato sottratto allo stress di ciascun nodo del path considerato nel corrispondente istante di campionamento. La media dei valori assoluti dello stress così calcolato e relativo a ciascun nodo del path, per ciascun istante di campionamento, è stata considerata come valore dello stress dovuto alla flessione. L'andamento dello stress di flessione così definito è riportato in Figura 4.53: come si può vedere, la componente flessionale affligge i risultati dei primi incrementi soltanto (relativi specialmente al campo elastico) in quanto poi tende ad annullarsi. Sommando lo stress calcolato inizialmente dall'elaborazione dei dati ottenuti dalla prova di trazione con la componente flessionale dello stress ottenuta nel modo appena descritto solo per gli incrementi relativi al campo elastico, combinando poi tali dati con i dati di deformazione per ciascun incremento, si è ottenuta una curva stress-strain corretta, che è mostrata in Figura 4.54 e confrontata con la curva iniziale. Come si può vedere la correzione così ottenuta è solo parziale: per ottenere i dati cercati è necessario effettuare metodi di correzione migliori e più adeguati, realizzare in ambiente Abaqus/CAE delle operazioni di raddrizzamento del provino circolare prima di sottoporlo a trazione oppure effettuare un remeshing del modello e simulare la prova di trazione mantenendo l'inclinazione mostrata del provino. Tali obiettivi non sono stati ricercati nel presente lavoro di tesi.

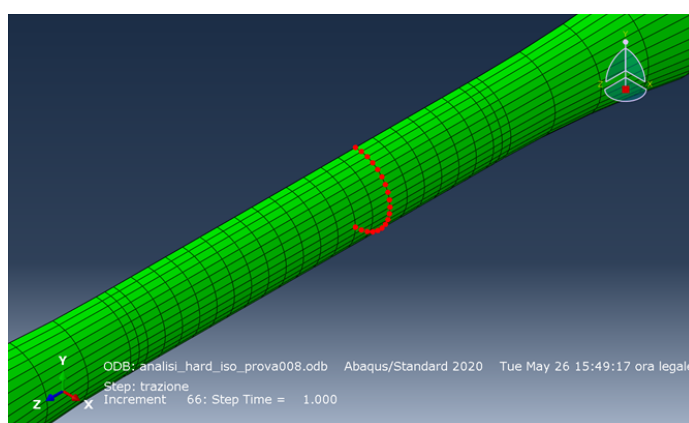
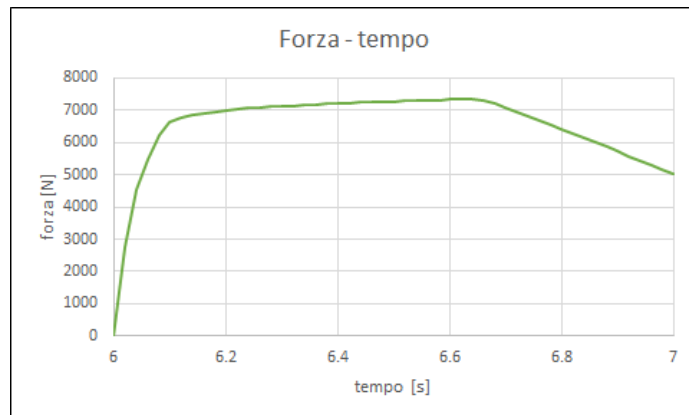
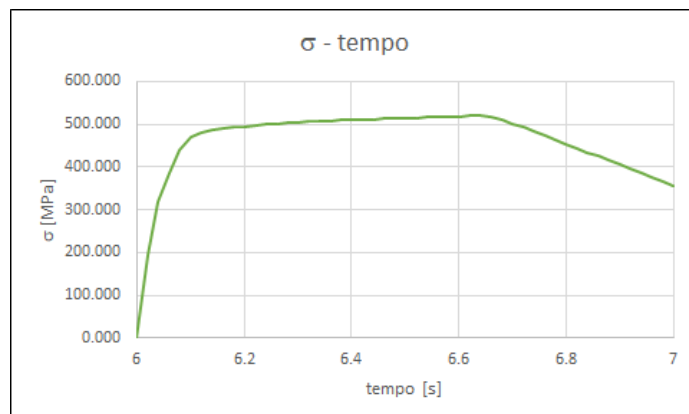


Figura 4.50: Caso 2 – path definito sulla semicirconferenza del tratto utile del provino

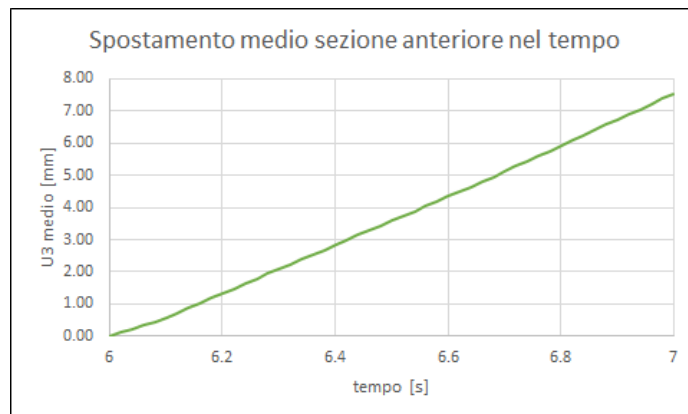


(a) Caso 2 - Andamento della forza durante la prova di trazione nel caso di hardening cinematico multilineare

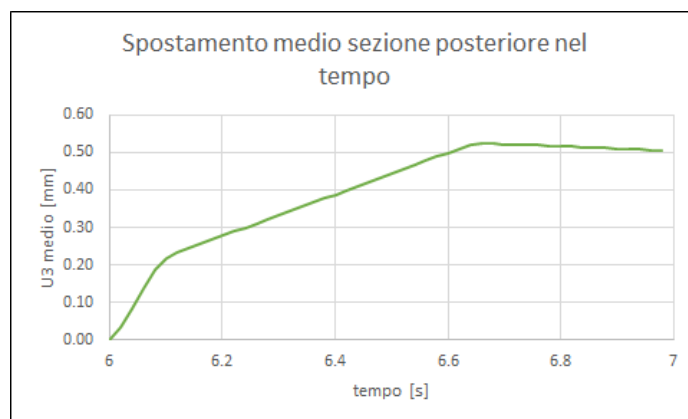


(b) Caso 2 - Andamento dello stress durante la prova di trazione nel caso di hardening cinematico multilineare

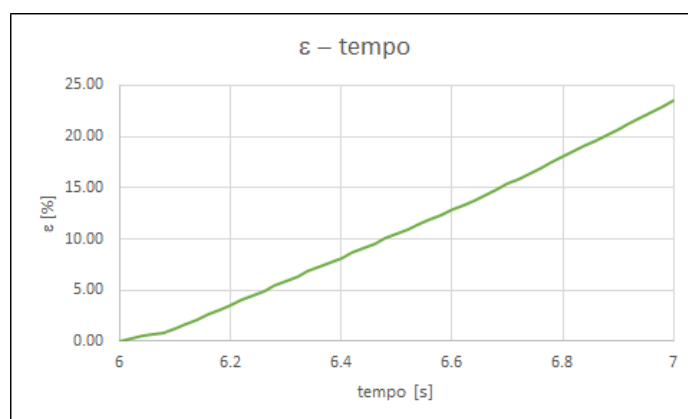
Figura 4.51: Caso 2 - andamento della forza e dello stress durante la prova di trazione nel caso di hardening cinematico multilineare.



(a) Caso 2 - Andamento dello spostamento medio della sezione anteriore durante la prova di trazione nel caso di hardening cinematico multilineare

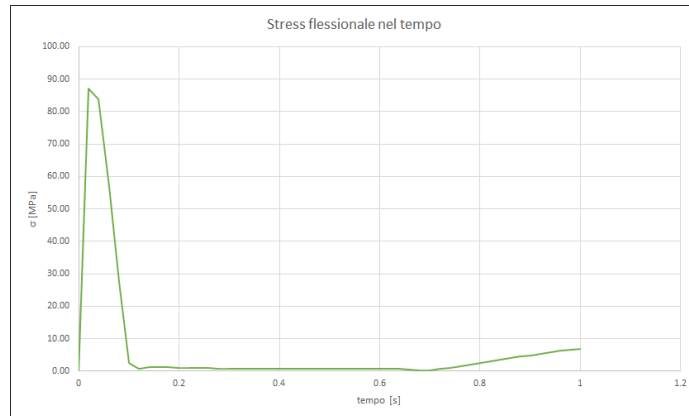


(b) Caso 2 - Andamento dello spostamento medio della sezione posteriore durante la prova di trazione nel caso di hardening cinematico multilineare

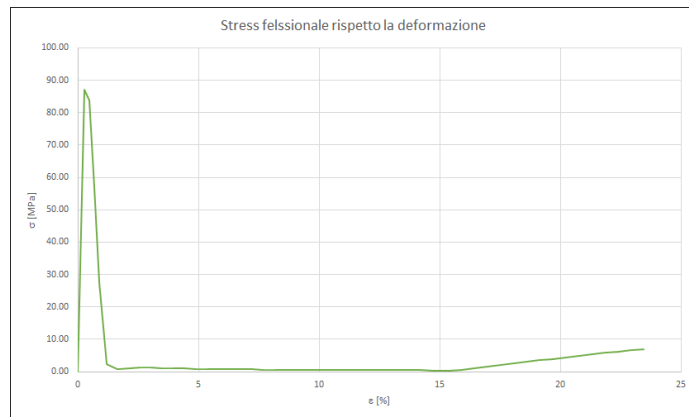


(c) Caso 2 - Andamento dello strain ingegneristico durante la prova di trazione nel caso di hardening cinematico multilineare

Figura 4.52: Caso 2 - andamento degli spostamenti medi e dello strain durante la prova di trazione nel caso di hardening cinematico multilineare.



(a) Caso 2 - Andamento dello stress flessionale medio nel tempo nel caso di hardening cinematico multilineare



(b) Caso 2 - Andamento dello stress flessionale medio rispetto lo strain nel caso di hardening cinematico multilineare

Figura 4.53: Caso 2 - andamento dello stress flessionale nel tempo e rispetto lo strain durante la prova di trazione nel caso di hardening cinematico multilineare.

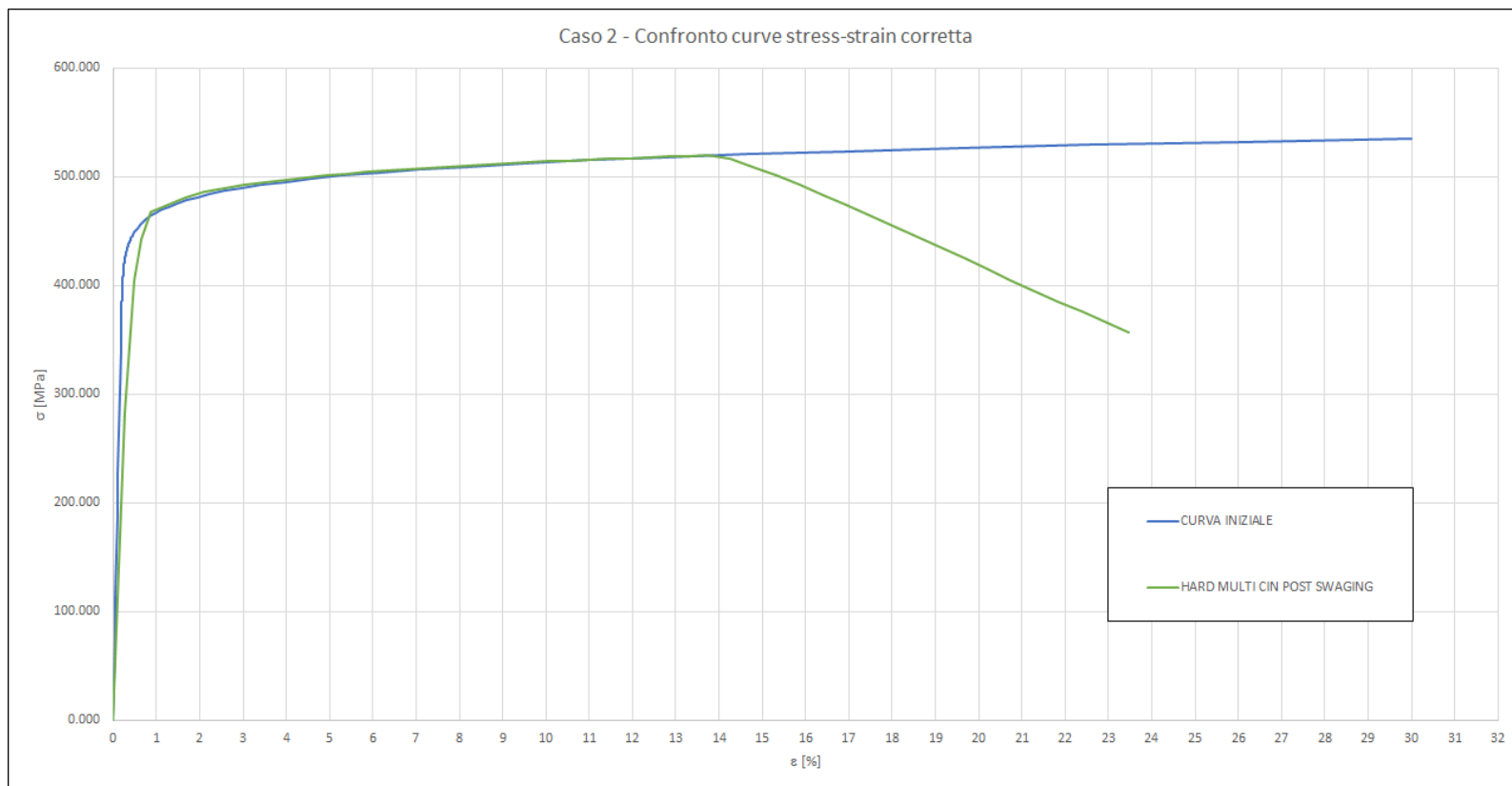


Figura 4.54: Caso 2 - confronto della curva corretta nel caso di hardening cinematico multilineare con la curva iniziale

Capitolo 5

Conclusioni

La decarbonizzazione delle risorse energetiche sfruttate è il principale obiettivo fissato per raggiungere un futuro energetico sostenibile ma ad oggi, nonostante gli accordi presi dalla comunità internazionale e gli sforzi messi in campo in tale direzione, non è ancora possibile prescindere dall'impiego dei combustibili fossili.

Per l'estrazione e l'approvvigionamento di tali risorse energetiche si fa uso in primo luogo di sistemi di produzione subsea, in cui un elemento fondamentale è il sistema di distribuzione, realizzato mediante condotte sottomarine. Queste strutture devono garantire integrità strutturale e prestazioni termiche ben precise, al fine di sopportare i carichi di varia natura cui sono soggette e per assicurare l'arrivo negli stabilimenti offshore di un prodotto adatto alla lavorazione, evitando di incorrere in problemi di flusso lungo la linea e senza dover provvedere a processi supplementari sul prodotto in arrivo, causando così perdite in termini economici e di tempo.

Una metodologia di realizzazione di condotte subsea è quella che prevede l'impiego di sistemi pipe-in-pipe (PIP). In tali sistemi, la flowline principale, detta anche inner pipe e in cui si verifica il flusso del prodotto estratto, è inserita all'interno di un carrier pipe, detto anche outer pipe. Per realizzare un'unica sezione di condotta, l'outer pipe subisce poi un processo di swaging, che ne riduce il diametro portandolo a contatto con l'inner pipe, consentendone la saldatura su quest'ultimo: le varie sezioni della condotta così costruite vengono poi saldate in testa, in loco e durante la posa delle condotte mediante apposite strutture offshore, realizzando così la condotta subsea nella sua interezza.

L'intercapedine che si viene a formare tra i due tubi permette l'inserimento di materiale isolante che contrasta la dispersione termica, assicurando dunque il mantenimento della temperatura del flusso. Se l'inner pipe deve resistere ai soli carichi legati alla pressione interna del flusso, l'outer pipe, da un punto di vista strutturale, deve sopportare gli elevati carichi idrostatici legati alla profondità in cui tale condotte devono operare, oltre problematiche di altra natura, tra i quali buckling e corrosione, dettate sempre dall'ambiente esterno in cui operano. Per tali ragioni e per il metodo di realizzazione, in cui sono presenti zone critiche come quelle delle saldature outer pipe-inner pipe e tra le varie sezioni della condotta, la conoscenza delle proprietà dei materiali impiegati è un aspetto cruciale e non trascurabile, non dimenticando

di considerare anche i vari fenomeni che possono verificarsi andando a modificare il comportamento del materiale per via delle lavorazioni subite dallo stesso, come ad esempio il fenomeno dell'hardening una volta che si è entrati nel campo plastico della deformazione.

Le principali proprietà meccaniche utili in fase di progettazione sono la resistenza a snervamento R_y , la resistenza a rottura UTS e la deformazione ultima ε_u , che possono essere determinate conducendo prove sperimentali come la prova di trazione. Il presente elaborato si è concentrato sull'indagine di tali grandezze, relative al materiale dell'outer pipe di un sistema PIP soggetto ad un processo di swaging, processo di deformazione plastica a freddo. Poiché subisce una deformazione plastica, nell'analisi si è considerato il fenomeno dell'hardening, utilizzando il modello isotropo, cinematico multilineare e combinato.

Le analisi condotte sono state effettuate sfruttando il metodo agli elementi finiti (FEM), tramite software Abaqus in ambiente Abaqus/CAE, che ha permesso di implementare i diversi modelli di hardening desiderati, partendo da uno stesso materiale considerato con due diversi comportamenti iniziali: uno caratterizzato da una curva stress-strain standard ed uno caratterizzato, invece, dalla presenza del Lüders Plateau appena raggiunto il limite elastico. Nel caso di hardening cinematico multilineare non è stato possibile indagare il caso con Lüders Plateau per limitazioni presentate dal software utilizzato. In ambiente Abaqus/CAE è stato prima costruito il modello, simulato poi il processo di swaging subito dall'outer pipe, ed infine estratto un provino circolare che è stato sottoposto a prova di trazione.

I dati forniti dal solutore, in relazione alla prova di trazione, sono stati elaborati per ottenere i risultati cercati in termini del comportamento del materiale risultante. Da un punto di vista tensionale e di deformazione precedenti alla prova di trazione, sia l'outer pipe che il tratto utile del provino presentano, per ciascun caso di analisi, le stesse distribuzioni di stress e strain. Infatti, viste le fasi del processo simulato, il materiale risulta caricato unicamente con un solo ciclo di carico, per cui il modello di hardening implementato non risulta influente da questo punto di vista.

L'influenza del modello di hardening implementato risulta invece evidente nei valori delle proprietà meccaniche ottenute dall'elaborazione dei dati relativi alla prova di trazione simulata: il materiale, infatti, una volta caricato durante il processo di swaging viene scaricato, modificandone così le proprietà, e sottoposto poi alla prova di trazione.

I risultati ottenuti mostrano dunque come il modello di hardening influenzi la variazione di tali proprietà.

- In termini di resistenza allo snervamento R_y , si può vedere come questa risulti in genere aumentata, sebbene l'entità dell'incremento risulti trascurabile nel caso di hardening combinato (sia con che senza Lüders Plateau). Il maggiore

incremento di resistenza allo snervamento si ha per il modello di hardening isotropo, dove è di circa del 18%.

- Per quanto riguarda la resistenza a rottura UTS , abbiamo comportamento diversi per i differenti modelli di hardening: nei casi di hardening isotropo (sia con che senza Lüders Plateau) tale grandezza subisce un incremento, seppur di lieve entità, mentre per tutti gli altri casi si ottiene una riduzione, che risulta anche interessante nel caso di hardening combinato, in termini percentuali pari a circa l'8,5%.
- Riguardo la deformazione ultima ε_u , per ciascun caso di analisi questa subisce una forte diminuzione, che nel caso di hardening isotropo risulta molto rilevante, pari a circa l'80%, e addirittura drastica nel caso di hardening combinato, dove è superiore al 95%.

Da questa analisi si può concludere che il modello di hardening scelto per condurre le simulazioni gioca un ruolo di primaria importanza per la variazione dei valori delle principali proprietà meccaniche, dunque la sua scelta va effettuata con grande attenzione per non ottenere risultati discordanti dalla realtà e rendere inutili eventuali simulazioni usate ai fini della progettazione.

Da un confronto con i dati reali, non resi disponibili in questo elaborato, si può inoltre concludere che in termini di resistenza allo snervamento R_y il modello di hardening isotropo è quello che meglio ricalca i dati sperimentali, mentre per la deformazione ultima il modello di hardening valido è quello cinematico multilineare. Per tali ragioni, sarebbe interessante e utile condurre analisi implementando un ulteriore modello di hardening, sfruttando anche la possibilità fornita dal software di costruire subroutine UMAT apposite, che vada a combinare in modo opportuno i due modelli sopra indicati.

Infine, è stata condotta una seconda analisi andando a modificare la posizione di estrazione del provino circolare per la prova di trazione, portandolo più a ridosso del gomito che si verifica nell'outer successivamente al processo di swaging. In tale situazione, il provino circolare recupera solo parzialmente la deformazione accumulata in precedenza, non tornando in posizione orizzontale. Conducendo la prova di trazione in tali condizioni, i risultati relativi alle curve stress-strain ottenuti presentano una pendenza del tratto elastico differente da quella della curva iniziale del materiale. Quanto rilevato è causato dal fatto che il carico di trazione applicato al provino in questa configurazione causa l'introduzione di una componente flessionale dello stress, dovuta all'eccentricità del carico stesso, invalidando i dati ottenuti.

Un tentativo di correzione dei dati è stato condotto nel caso di hardening cinematico multilineare, andando ad approssimare la componente flessionale dello stress con un suo valor medio, andando poi a sommare tale valore al valore di stress rilevato

durante la prova di trazione soltanto in campo elastico. La correzione dei risultati effettuata in tal modo è però solo parziale, in quanto la curva ottenuta non presenta una pendenza del tratto lineare elastico che ricalca quello della curva di partenza. Un ulteriore grado di approfondimento potrebbe essere, dunque, quello di andare ad effettuare una migliore e più opportuna correzione dei dati, oppure di andare ad effettuare operazioni di riallineamento del provino circolare in ambiente Abaqus/CAE prima di simulare la prova di trazione o ancora di effettuare un remeshing del modello per poter condurre la prova di trazione nella configurazione presentata dal provino in questo caso. Non essendo questo l'obiettivo del presente elaborato, si lasciano tali osservazioni come spunto per lavori futuri.

Bibliografia

- [1] EU. Eu position for the un climate change conference in paris: Council conclusions. <https://www.consilium.europa.eu/en/press/press-releases/2015/09/18/councils-un-climate-change-conference-paris-2015/>, Dicembre 2015.
- [2] Y. Bai and Q. Bai. *Subsea Engineering Handbook*, chapter 1, page 438. Elsevier Science, 2010.
- [3] Semiatin S.L. *ASM handbook - Volume 14a - Metalworking: bulk forming*, chapter Rotary swaging of bars and tubes, page 156. ASM International, 2005.
- [4] Y. Bai and Q. Bai. *Subsea Engineering Handbook*, chapter 1, page 4. Elsevier Science, 2010.
- [5] Y. Bai and Q. Bai. *Subsea Engineering Handbook*, chapter 1, page 12. Elsevier Science, 2010.
- [6] Y. Bai and Q. Bai. *Subsea Pipelines and Risers*, chapter 13, page 195. Elsevier ocean engineering book series. Elsevier Science, 2005.
- [7] Y. Bai and Q. Bai. *Subsea Engineering Handbook*, chapter 14, page 429. Elsevier Science, 2010.
- [8] Y. Bai and Q. Bai. *Subsea Pipelines and Risers*, chapter 13, pages 28–34. Elsevier ocean engineering book series. Elsevier Science, 2005.
- [9] Y. Bai and Q. Bai. *Subsea Pipelines and Risers*, chapter 13, pages 34–35. Elsevier ocean engineering book series. Elsevier Science, 2005.
- [10] Y. Bai and Q. Bai. *Subsea Engineering Handbook*, chapter 1, page 436. Elsevier Science, 2010.
- [11] Semiatin S.L. *ASM handbook - Volume 14a - Metalworking: bulk forming*, chapter Rotary swaging of bars and tubes, page 157. ASM International, 2005.
- [12] UNI. Materiali metallici - prova di trazione - parte 1: Metodo di prova a temperatura ambiente. <http://store.uni.com/catalogo/uni-en-iso-6892-1-2020>, Gennaio 2020.
- [13] F. Dunne and N. Petrinic. *Introduction to computational plasticity*, chapter 2, pages 23–24. Oxford university press, 2004.

Bibliografia

- [14] F. Dunne and N. Petrinic. *Introduction to computational plasticity*, chapter 2, pages 27–29. Oxford university press, 2004.
- [15] F. Dunne and N. Petrinic. *Introduction to computational plasticity*, chapter 2, pages 36–37. Oxford university press, 2004.
- [16] Simulia. *Abaqus/CAE User's Guide*. Dassault Systèmes, 2014.