



POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Laurea In Ingegneria Meccanica

Analisi strutturale e fluidodinamica di una valvola 44” clapet

Tutor universitario: Prof. Vincenzo Dossena

Tutor aziendale: Dott.Ing. Andrea Resmini

Vittorio Piantanida 734369

Anno Accademico 2011/2012

Si ringraziano:

Dott.Ing Andrea Resmini e Petrolvales per l'opportunità che mi hanno dato

Ing. Marco Milani per avermi seguito con grande disponibilità nello
svolgimento del tirocinio

Professor Vincenzo Dossena per la disponibilità e pazienza dimostrata nei miei
confronti

I miei genitori, la mia ragazza Anna e tutti gli amici per avermi supportato in
questo lungo percorso.

CONTENUTI

1. ANALISI STRUTTURALE	5
1.1 Introduzione alla Petrolvalves	5
1.2 Scopo della tesi	7
1.3 Valvole check	8
1.4 Presentazione del progetto	12
1.5 Solid works	16
1.6 Materiali	20
1.7 Ansys	24
1.7.1 <i>Superfici di contatto</i>	25
1.8 Mesh	34
1.9 Carichi	37
1.9.1 <i>Precarichi</i>	38
1.10 VINCOLI	42
1.10.2 <i>Caso C3/C4</i>	45
1.11 Analisi dei risultati	53
1.11.1 <i>DEFORMAZIONE BODY-BONNET</i>	54
1.11.2 <i>– EQUIVALENT STRESS BODY-BONNET</i>	57
1.12 Linearizzazione	68
1.12.1 <i>BODY</i>	82
1.12.2 <i>BONNET</i>	83
1.12.3 <i>PUP PIECE</i>	84
1.12.4 <i>BOLTING</i>	85
1.12.5 <i>Verifica analisi non lineare BODY</i>	86
1.12.6 <i>Verifica analisi non lineare coperchio</i>	88
1.13 Analisi elasto-plastica corpo valvola	90
1.13.1 <i>EQUIVALENT STRESS PLOTS</i>	93
1.13.2 <i>EQUIVALENT PLASTIC STRAIN PLOTS</i>	94
1.13.3 <i>EQUIVALENT ELASTIC STRAIN PLOTS</i>	97
1.14 Analisi a fatica	99
1.14.1 <i>Corpo</i>	100
1.14.2 <i>BONNET</i>	103
1.14.3 <i>CLAD</i>	105
1.14.4 <i>PUP PIECE</i>	107
1.14.5 <i>BOLTING</i>	109

1.15	Analisi otturatore	111
1.15.1	<i>Pressione interna</i>	111
1.15.2	<i>Temperatura d'esercizio</i>	111
1.16	ANALISI CORPO-DISCO	112
1.16.1	<i>Valore dei carichi</i>	115
1.17	MODELLO	116
1.18	Meche e valutazione degli sforzi	119
1.19	Linearizzazione	123
1.20	Analisi a fatica	129
1.21	Verifica tenuta	131
2.	ANALISI FLUIDODINAMICA	133
2.1	Analisi fluidodinamica	134
2.2	Modello	134
2.3	Casi	136
2.4	Mesh	138
2.5	Strato limite turbolento	138
2.6	Proprietà fisiche del fluido	155
2.7	Condizioni al contorno	157
2.8	Risultati	160
2.8.1	<i>Determinazione del regime di flusso</i>	160
2.8.2	<i>Profili di velocità</i>	163
2.8.3	<i>Posizione di equilibrio</i>	167
2.8.4	<i>Caduta di pressione</i>	173
2.9	Analisi transiente	180
2.10	Effetti variazione di posizione di $\pm 5^\circ$	186
2.11	CONCLUSIONI	187
2.12	APPENDICE A	191
2.13	APPENDICE B	198
	Bibliografia	200

1. ANALISI STRUTTURALE

1.1 Introduzione alla Petrolvalves



La PetrolValves è stata fondata nel 1956 e iniziò ad acquistare le più avanzate macchine utensili e a lavorare in collaborazione con aziende leader nella forgiatura e nella fonderia in Europa.

Quest'azienda è cresciuta velocemente, passando dalla progettazione e produzione di piccole valvole a sfera, fino alla realizzazione di un intero range di valvole che vanno dalle Wedge Gate, Globe, fino alle Check che arrivano ad avere dimensioni superiori ai 40''.

Dal 1964 la Petrolvalves è diventata leader sia in Europa sia in Medio Oriente nella produzione di valvole per impianti industriali che trattano Petrolio e Gas. Quest'azienda in quel periodo era una delle poche compagnie a produrre un'intera linea di valvole di bloccaggio sia a saracinesca sia a sfera.

A tutt'oggi il range di produzione include: Gate Valve, Swing Check fino a 42'', valvole a sfera oltre 36'' e Slab Gate oltre i 36''. Nel 1968 la PV fu la prima a brevettare la valvola a sfera del tipo Top Entry, la quale divenne velocemente la

scelta principale se si necessitava di una valvola per applicazioni pesanti o di tipo speciale. In questo periodo PV progettò una linea completa di prodotti destinati a lavorare in ambienti a elevata corrosione.

Il range dei prodotti PV è cresciuto negli anni, fino a raggiungere dimensioni di 56”.

Nel 1970 ci fu una forte domanda di gas sull'intero mercato che ebbe ovviamente forti implicazioni sulla progettazione portando a una conseguente evoluzione delle valvole.

PV fu la prima azienda al mondo a sviluppare le valvole del tipo Double Expanding Gate progettata come valvola di blocco di un gasdotto.

Nel 1978 PV fu il primo fornitore Shell con 11 valvole sopra i 38” per 156 bar, per servizio gas.

Nello stesso periodo la PV divenne, con le valvole a sfera del tipo Top Entry, Slab Gate e Double Expanding Gate, leader nella progettazione e realizzazione delle valvole di bloccaggio nei gasdotti e oleodotti. Per quanto riguarda i gasdotti e oleodotti per applicazioni sottomarine, PV fornì valvole per tutti i progetti chiave nel mare del Nord e iniziò anche la produzione di una categoria di valvole a sfera con una guarnizione metallo su metallo tra la sfera e la sede, la quale garantiva un livello di leakage di tipo “A” nel gas test.

1.2 Scopo della tesi

Tutte le valvole prodotte dalla Petrolvalves sono testate per verificarne il corretto funzionamento nelle condizioni di esercizio e in altre condizioni concordate prima con il cliente.

Scopo della mia tesi è stato quello di verificare l'integrità strutturale di una valvola check da 44'' in tutte queste condizioni tramite l'utilizzo di software di simulazione e, in seguito, di effettuare un'analisi fluidodinamica in condizioni stazionarie e transienti per verificare la posizione di equilibrio dell'otturatore e l'eventuale fenomeno di chattering.

1.3 Valvole check

Le valvole di non ritorno sono delle valvole che vengono utilizzate per evitare il ritorno del fluido e assicurare che questo vada in una sola direzione in modo da evitare, ad esempio, il colpo d'ariete.

Esistono diversi tipi di valvole check:

- **Valvole a battente (clapet) che possono essere di due tipologie: Swing e Tilting.**

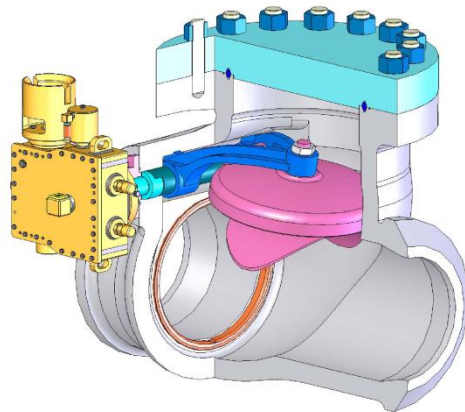


Figura 1-Valvola clapet

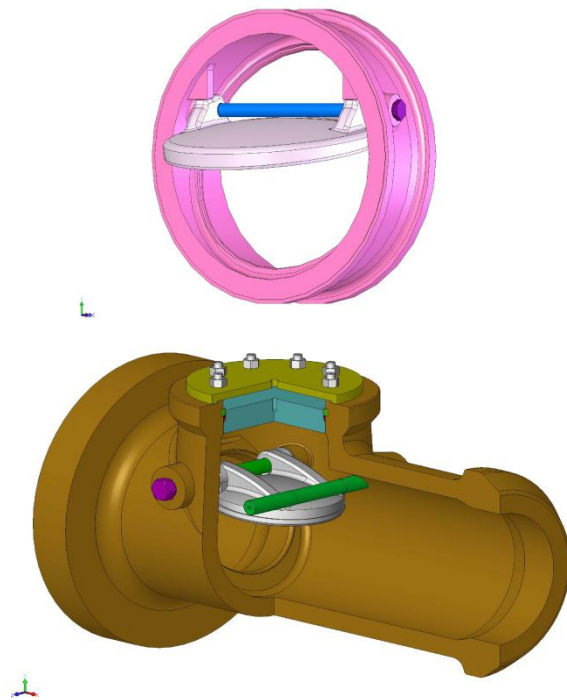


Figura 2-Valvola tilting

- **Valvola a farfalla con chiusura a contrappeso o a molla**

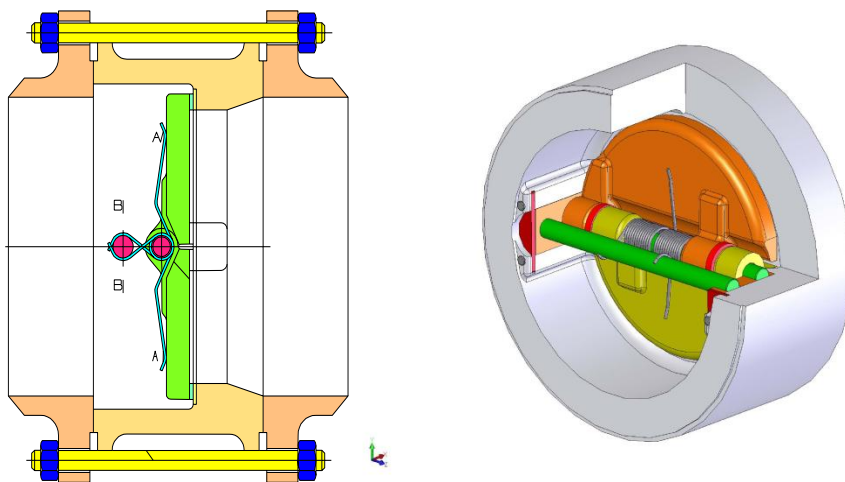


Figura 3-Valvola a farfalla

- **Valvola a intercettazione con pistone**

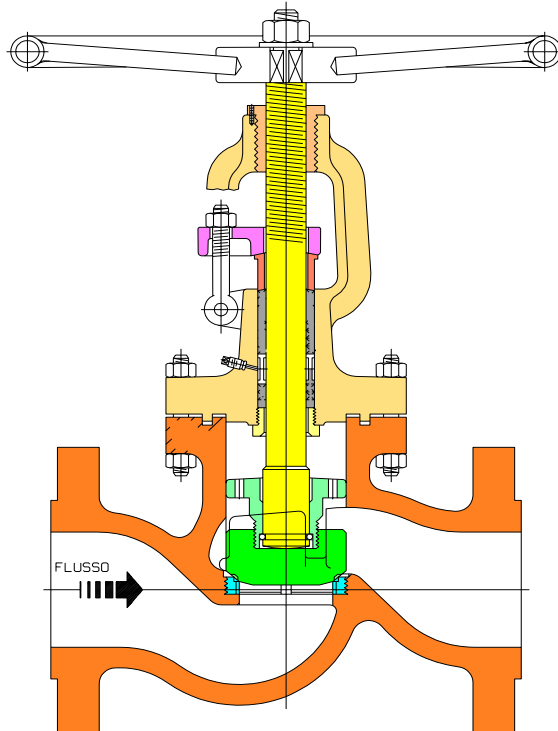


Figura 4-Valvola ad intercettazione con pistone

- **Valvole a intercettazione**

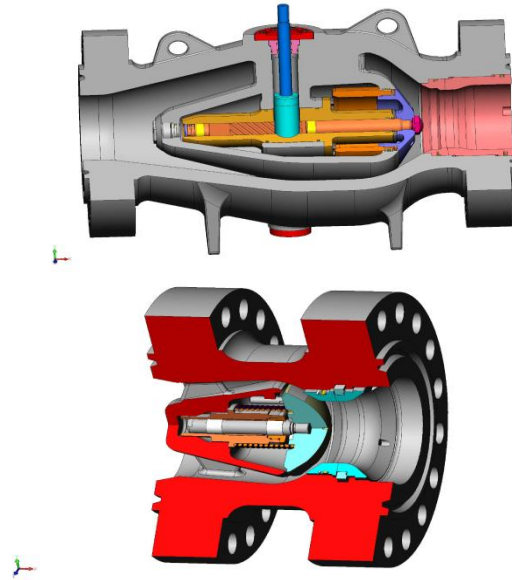


Figura 5-Valvola ad intercettazione

1.4 Presentazione del progetto

Wheatstone project è un progetto infrastrutturale che verrà realizzato in Australia orientale per l'estrazione di gas naturale.

Il gas insieme ad acqua marina, condensati, prelevati dai giacimenti Wheatstone e Iago ad una profondità di circa 200 m, saranno inizialmente portati su una piattaforma offshore (Wheatstone platform), situata in una zona a profondità minore (80 m) dove i prodotti saranno depurati e trattati; l'acqua, una volta pulita, verrà reimpressa nel mare, mentre il gas ed i condensanti saranno successivamente inviati, attraverso un sistema di tubazione di 220 km, in un impianto situato ad Ashburton North, 12 chilometri ad ovest di Onslow nella regione Pilbara dell'Australia occidentale. Il progetto di fondazione comprenderà due treni di GNL con una capacità combinata di 8,9 milioni di tonnellate l'anno e un impianto di gas domestico.

Wheatstone porterà enormi benefici economici per l'Australia:

Il progetto creerà circa 6.500 posti di lavoro diretti e indiretti al picco di costruzione e creerà anche circa \$ 17 miliardi di spesa contenuta locale sulla vita del progetto.

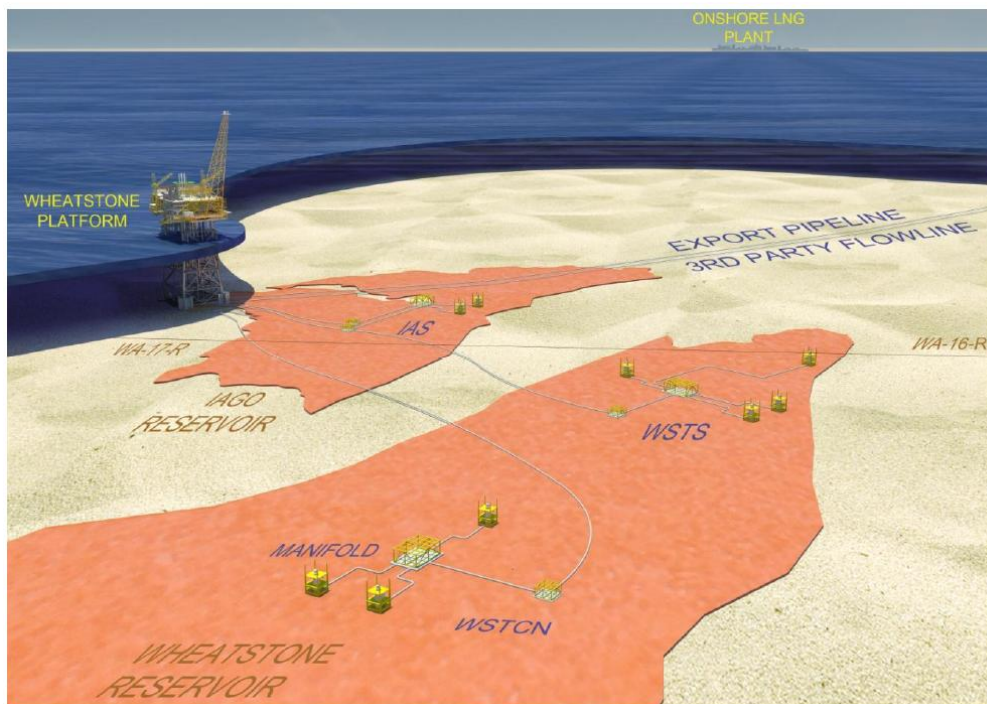


Figura 6

Chevron, che detiene il 73% del progetto, ha siglato un accordo con Tokyo Electric Power Company (TEPCO) per acquistare 3,1 milioni di tonnellate annue di GNL dal Progetto Wheatstone per un periodo fino a 20 anni. Più di recente ha firmato un accordo di acquisto e di vendita con la società Kyushu Electric Power di consegnare 0,8 milioni di tonnellate annue di GNL per un massimo di 20 anni.

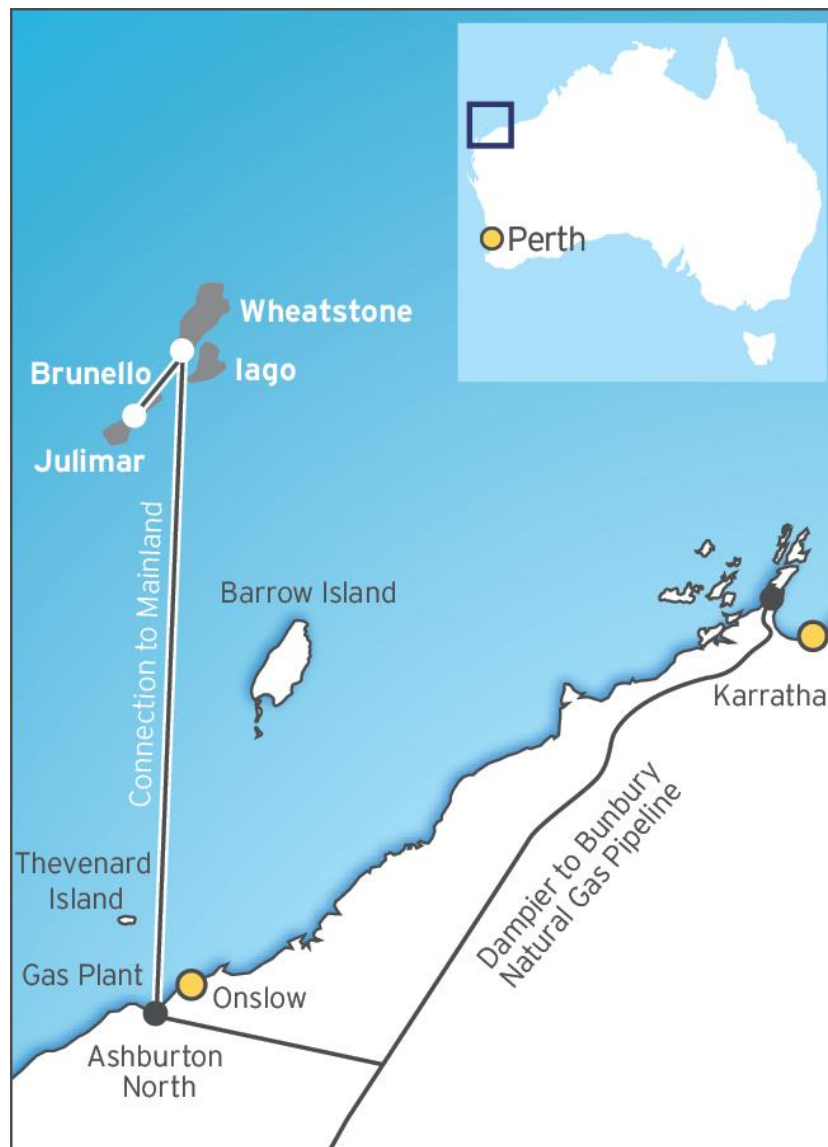


Figura 7

La valvola analizzata, cui condotta misura 44'', verrà posizionata tra i giacimenti e la piattaforma, ad una profondità di circa 79 m e dovrà operare in condizioni di temperatura che andranno dai -20°C ai +65°C.



Figura 8

1.5 Solid works

La prima fase del progetto consiste nel creare un modello 3D della valvola tramite l'utilizzo del programma Solidworks partendo dai disegni 2D forniti dall'ufficio tecnico della PV.

Le parti che sono state analizzate sono:

- **Corpo (figura 9)**
- **Coperchio (figura 9)**
- **Tiranti (figura 9)**
- **Tronchetto (figura 9)**
- **Flange (figura 10)**
- **Otturatore (figura 12)**
- **Leva (figura 12)**
- **Materiale di riporto (CLAD)**

Le flange inoltre, non essendo state realizzate dalla Petrolvalves ma da un'altra ditta, non verranno analizzate ma incluse nel disegno in modo da poter facilitare le successive fasi di simulazione.

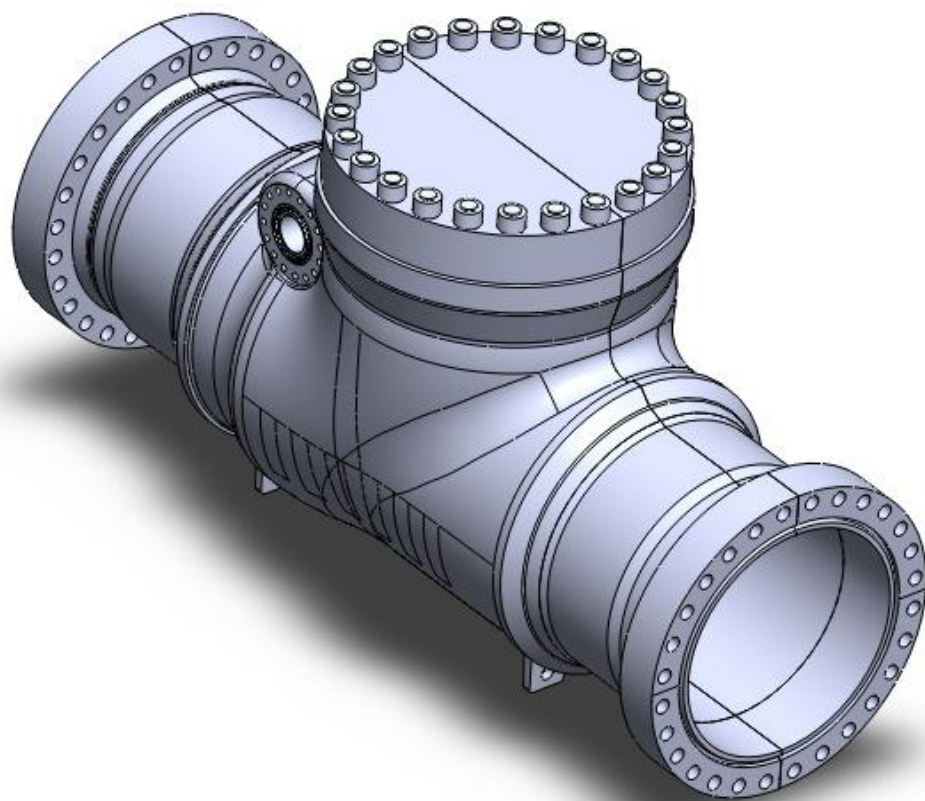


Figura 9

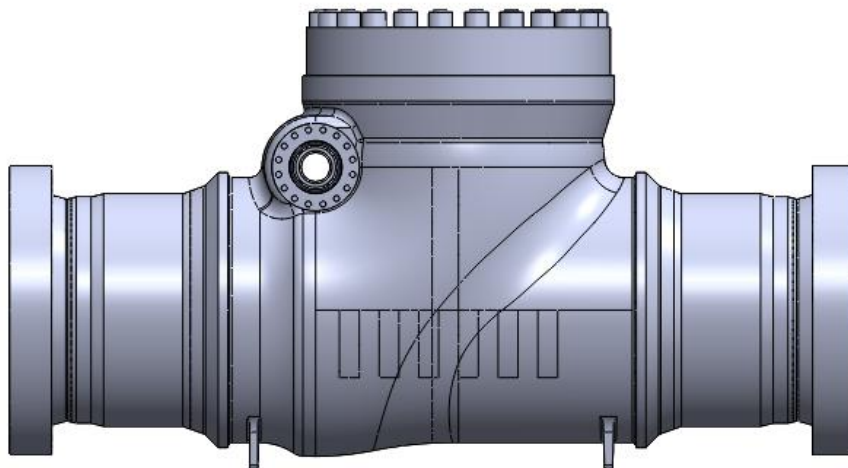


Figura 10

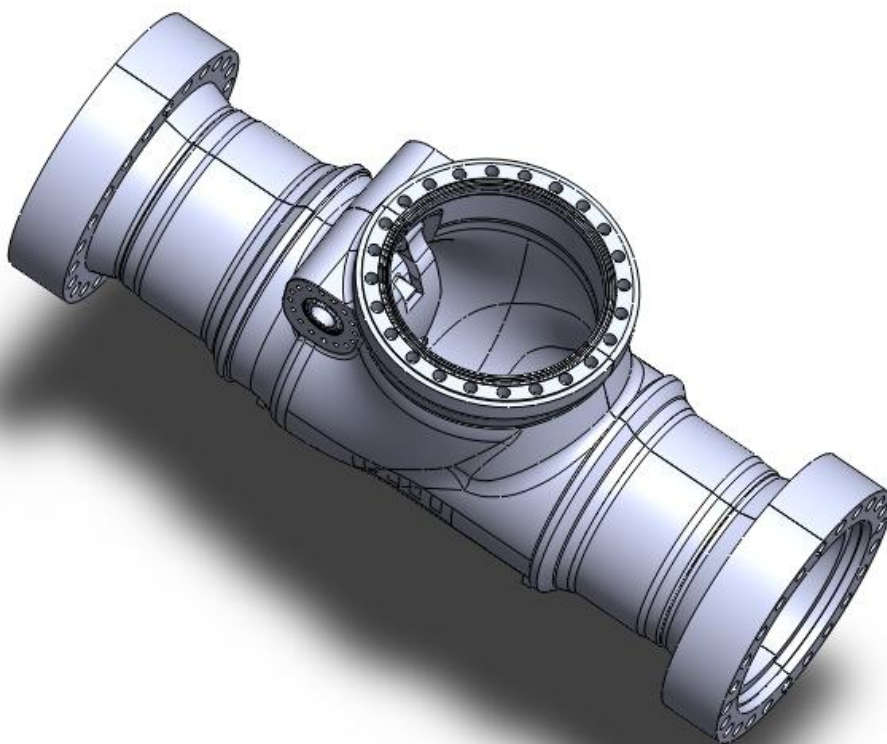


Figura 11

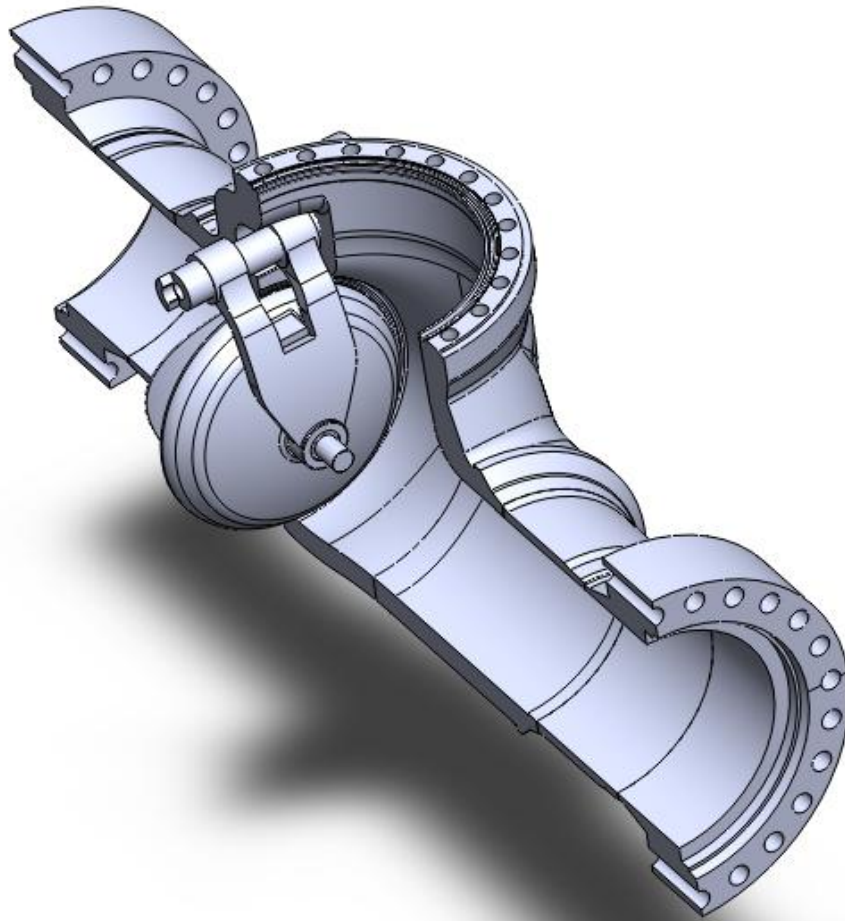


Figura 12

1.6 Materiali

Di seguito vengono riportati i materiali con le relative caratteristiche a temperatura ambiente e temperatura massima di esercizio delle varie parti analizzate.

L'intero corpo e coperchio sono ricoperti da uno strato di materiale riporto (Inconel), circa 3,5 mm, il cui scopo è di proteggere la struttura dall'usura dovuta al passaggio del fluido e dall'ossidazione.

Non essendo parte integrante della struttura, e per essere più conservativi, il clad è stato rimosso tranne che nelle zone di tenuta dove, un suo eventuale distacco, potrebbe creare problemi di tenuta della valvola.

Tutti i materiali presentano la loro designazione di riferimento della normativa ASME o MDS.

Body

ASME SA/A320-L43 (UNS G43400)

Ultimate tensile strength	$S_{u20}=483\text{Mpa}$ T=20°C
Yield strength	$S_{y20} = 276 \text{ MPa}$
Allowable stress	$S_{20} = 184 \text{ MPa}$ $1.5 \cdot S_{20} = 276 \text{ MPa}$ $3 \cdot S_{20} = 552 \text{ MPa}$
Allowable stress in hydrotest cond.	$ST_{20} = 0.95 \cdot S_{y20} = 262.2 \text{ MPa}$ $1.5 \cdot ST_{20} = 393.3 \text{ MPa}$
Allowable stress in gas test cond.	$S_{GT20} = 0.8 \cdot S_{y20} = 220.8 \text{ MPa}$
Modulus of elasticity	$E_{20} = 202000 \text{ MPa}$
Yield strength	$S_{y65} = 259 \text{ MPa}$ T=65°C
Allowable stress	$S_{65} = 172.67 \text{ MPa}$ $1.5 \cdot S_{65} = 259 \text{ MPa}$ $3 \cdot S_{65} = 518 \text{ MPa}$
Modulus of elasticity	$E_{65} = 199866 \text{ MPa}$

Bonnet

ASME SA350-LF2 (UNS K03011)

Ultimate tensile strength	$S_{u20} = 485 \text{ MPa}$	$T = 20^\circ \text{C}$
Yield strength	$S_{y20} = 248 \text{ MPa}$	
Allowable stress	$S_{20} = 165.3 \text{ MPa}$	
	$1.5 \cdot S_{20} = 248 \text{ MPa}$	
	$3 \cdot S_{20} = 496 \text{ MPa}$	
Allowable stress in hydrotest cond.	$ST_{20} = 0.95 \cdot S_{y20} = 235.6 \text{ MPa}$	
	$1.5 \cdot ST_{20} = 353.4 \text{ MPa}$	
Allowable stress in gas test cond.	$S_G T_{20} = 0.8 \cdot S_{y20} = 198.4 \text{ MPa}$	
Modulus of elasticity	$E_{20} = 202000 \text{ MPa}$	
Yield strength	$S_{y65} = 233 \text{ MPa}$	$T = 65^\circ \text{C}$
Allowable stress	$S_{65} = 155.3 \text{ MPa}$	
	$1.5 \cdot S_{65} = 233 \text{ MPa}$	
	$3 \cdot S_{65} = 466 \text{ MPa}$	
Modulus of elasticity	$E_{65} = 199866 \text{ MPa}$	

Bolting

ASME SA/A320-L43 (UNS G43400)

Ultimate tensile strength	$S_{u20} = 860 \text{ MPa}$	$T=20^\circ\text{C}$
Yield strength	$S_{y20} = 725 \text{ MPa}$	
Allowable Stress	$S_{20} = 241.6 \text{ MPa}$	
	$2 \cdot S_{20} = 483.3 \text{ MPa}$	
	$3 \cdot S_{20} = 725 \text{ MPa}$	
Modulus of elasticity	$E_{20} = 191000 \text{ MPa}$	
Yield strength	$S_{y65} = 702 \text{ MPa}$	$T=65^\circ\text{C}$
Stress intensity	$S_{65} = 234 \text{ MPa}$	
2·Allowable Stress	$2 \cdot S_{65} = 468 \text{ MPa}$	
3·Allowable Stress	$3 \cdot S_{65} = 702 \text{ MPa}$	
Modulus of elasticity	$E_{65} = 188867 \text{ MPa}$	

Pup piece

MDS 01-098-3 (A/SA694M-F65)

Ultimate tensile strength	$S_{u20} = 530 \text{ MPa}$	$T=20^\circ\text{C}$
Yield strength	$S_{y20} = 450 \text{ MPa}$	
Allowable stress	$S_{20} = 220.8 \text{ MPa}$	
	$1.5 \cdot S_{20} = 331.2 \text{ MPa}$	
	$3 \cdot S_{20} = 662.5 \text{ MPa}$	
Allowable stress in hydrotest cond.	$ST_{20} = 0.95 \cdot S_{y20} = 427.5 \text{ MPa}$	
	$1.5 \cdot ST_{20} = 641.2 \text{ MPa}$	
Allowable stress in gas test cond.	$S_G T_{20} = 0.8 \cdot S_{y20} = 360 \text{ MPa}$	
Modulus of elasticity	$E_{20} = 202000 \text{ MPa}$	
Yield strength	$S_{y65} = 432 \text{ MPa}$	$T=65^\circ\text{C}$
Allowable stress	$S_{65} = 220.8 \text{ MPa}$	
	$1.5 \cdot S_{65} = 331.2 \text{ MPa}$	
	$3 \cdot S_{65} = 662.5 \text{ MPa}$	
Modulus of elasticity	$E_{65} = 199866 \text{ MPa}$	

Disc

MDS 01-013-7 (A/SA995M-4A)

Ultimate tensile strength	$S_{u20} = 620\text{MPa}$	$T=20^{\circ}\text{C}$
Yield strength	$S_{y20} = 415\text{MPa}$	
Allowable stress	$S_{20} = 258.3\text{ MPa}$	
	$5 \cdot S_{20} = 387.5\text{ MPa}$	
	$3 \cdot S_{20} = 775\text{ MPa}$	
Allowable stress in hydrotest cond.	$ST_{20} = 0.95 \cdot S_{y20} = 394.25\text{ MPa}$	
	$1.5 \cdot ST_{20} = 591.37\text{ MPa}$	
Allowable stress in gas test cond.	$S_{GT20} = 0.8 \cdot S_{y20} = 332\text{ MPa}$	
Modulus of elasticity	$E_{20} = 200000\text{ MPa}$	
Yield strength	$S_{y65} = 399.8\text{ MPa}$	$T=65^{\circ}\text{C}$
Allowable stress	$S_{65} = 258.3\text{ MPa}$	
	$1.5 \cdot S_{65} = 387.5\text{ MPa}$	
	$3 \cdot S_{65} = 775\text{ MPa}$	
Modulus of elasticity	$E_{65} = 196800\text{ MPa}$	

Clad

ASME SB-443-1 (UNS N06625)

Ultimate tensile strength	$S_{u20} = 827\text{MPa}$	$T=20^{\circ}\text{C}$
Yield strength	$S_{y20} = 415\text{MPa}$	
Modulus of elasticity	$E_{20} = 207333\text{ MPa}$	
Yield strength	$S_{y65} = 405\text{ MPa}$	$T=65^{\circ}\text{C}$
Modulus of elasticity	$E_{65} = 204333\text{MP}$	

1.7 Ansys

Terminata la fase di modellazione con SolidWorks, dove al modello è stato tolto il materiale di riporto (cludding) tranne che nella zona di tenuta, si procede ad importare la geometria del modello creato nel programma di calcolo ad elementi finiti ANSYS e ad impostare i seguenti parametri:

- **Superfici di contatto**
 - **Materiali**
 - **Tipologia di elementi finiti**
 - **Step di calcolo utilizzati dal programma ad elementi finiti**
- ANSYS**
- **Linearizzazione degli sforzi**
 - **Analisi a fatica**
 -

Normalmente, data la simmetria della valvola, viene analizzata solo metà di questa, in modo da rendere più accurate, semplice e veloce la risoluzione del problema. In questo caso, per accordi presi con il cliente, si è deciso di analizzare l'intera valvola per la verifica strutturale del corpo, metà invece la verifica del solo otturatore.

1.7.1 Superfici di contatto

La continuità degli sforzi tra i particolari a contatto è definita dalla tipologia di superfici delle parti dell'assieme.

Fisicamente due superfici si dicono a contatto quando hanno le seguenti caratteristiche:

- Non si compenetrano
- Possono trasmettersi forze normali e forze tangenziali di frizione
- Sono libere di separarsi e di allontanarsi una rispetto all'altra.

Si definisce comportamento lineare quando una struttura obbedisce alla legge di Hooke:

$$F=K*x$$

dove F è la forza, x è lo spostamento e K rappresenta la rigidezza della struttura (**Figura 13**

La maggior parte dei problemi però non presentano relazioni di tipo lineare tra forza e spostamenti. La rigidezza K non è più costante diventando funzione del carico applicato.

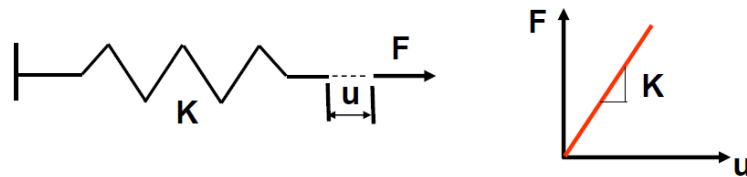


Figura 13

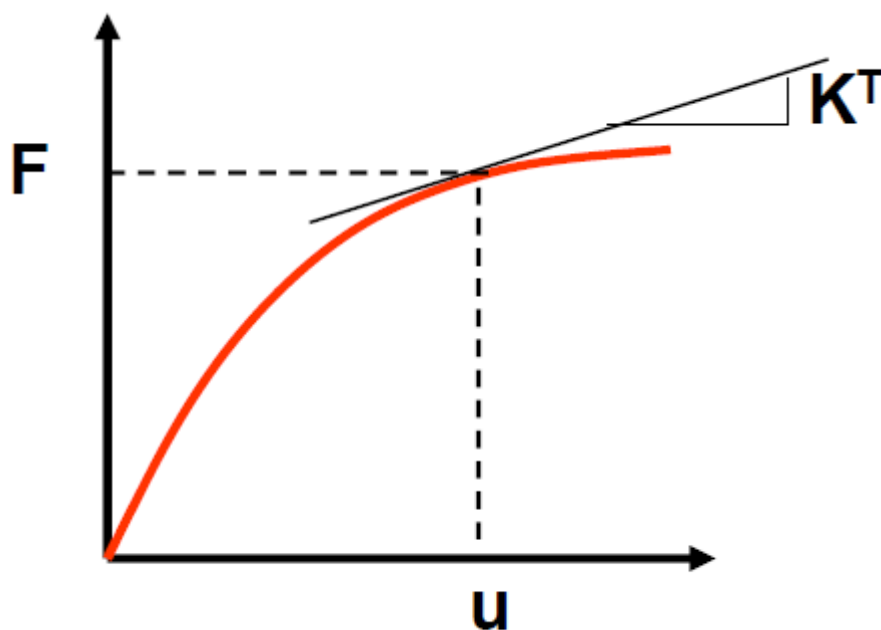


Figura 14

I tipici motivi per una variazione della matrice di rigidezza possono essere:

- **Deformazioni oltre il limite elastico**
- **Grandi deformazioni**
- **Cambiamento di stato (Contatto tra due corpi)**

Quest'ultima è dovuta al fatto che quando due corpi vengono a contatto o si separano sotto l'azione di forze esterne comportano un brusco cambiamento della matrice di rigidezza.

Il programma, per raggiungere la soluzione, non può calcolarla solo tramite un semplice sistema di equazioni lineari, ma lo deve fare attraverso una serie d'iterazioni con approssimazioni lineari.

Il metodo utilizzato è il metodo di Newton-Ramphson (**Figura 15**)

Il metodo delle tangenti, chiamato anche metodo di Newton o metodo di Newton-Raphson, è uno dei metodi per il calcolo approssimato di una soluzione di un'equazione della forma $f(x)=0$ non lineare.

Esso si applica dopo avere determinato un intervallo $[a, b]$ che contiene una sola radice.

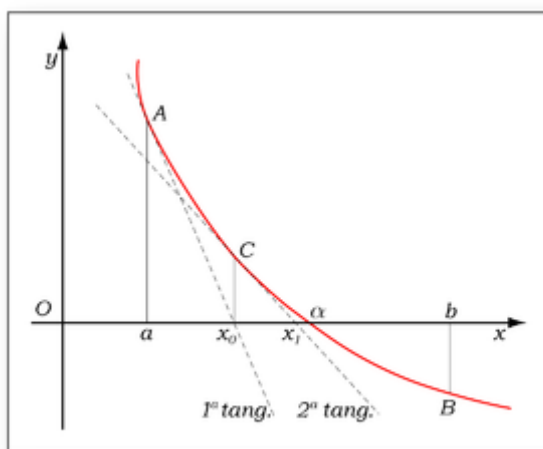


Figura 15



Il metodo consiste nel sostituire alla curva $y = f(x)$ la sua tangente, partendo da un qualsiasi punto; per semplicità si può iniziare da uno dei due punti che hanno come ascissa gli estremi dell'intervallo $[a, b]$ e assumere, come valore approssimato della radice, l'ascissa x_t del punto in cui la tangente interseca l'asse delle x internamente all'intervallo $[a, b]$.

Supponiamo che nell'intervallo $[a, b]$ la funzione e le sue derivate prima e seconda esistano, siano continue e diverse da zero.

Conviene tracciare la tangente nell'estremo dell'intervallo in cui la funzione e la sua derivata seconda hanno lo stesso segno; nell'esempio della figura nel punto di ascissa a .

L'equazione della tangente nel punto di ascissa a è

$$y - f(a) = f'(a)(x - a)$$

quindi ponendo $y = 0$

$$x_0 = a - \frac{f(a)}{f'(a)}.$$

Si determina così il nuovo intervallo $[x_0, b]$ contenente la radice che stiamo cercando. Ripetendo il procedimento per x_0 otteniamo una nuova approssimazione della radice (intersezione della seconda tangente con l'asse delle x)

$$x_1 = x_0 - \frac{f(x_0)}{f'(x_0)}.$$

Procedendo in modo iterativo si ottiene la [relazione di ricorrenza](#)

$$x_{n+1} = x_n - \frac{f(x_n)}{f'(x_n)}$$

che permette di determinare successive approssimazioni della radice dell'equazione

$$y = f(x) = 0.$$

La convergenza del metodo di Newton non è garantita per ogni scelta di x (0) ma solo per quelli sufficientemente vicini ad α , dove α è la soluzione, che però risulta essere incognita.

Tale valore può essere ottenuto ad esempio applicando per poche iterazioni il metodo di bisezione oppure attraverso uno studio del grafico della funzione f .

Con le ipotesi poste, si dimostra che la successione delle x_n converge alla radice piuttosto rapidamente.

$$\lim_{n \rightarrow \infty} \frac{\alpha - x_{n+1}}{(\alpha - x_n)^2} = -\frac{f''(\alpha)}{2f'(\alpha)}$$

cioè la convergenza è *quadratica* (il numero di cifre significative approssimativamente raddoppia ad ogni iterazione; mentre col metodo di bisezione cresce linearmente), benché *locale* (cioè non vale per ogni D). Se invece la radice è multipla, cioè $f'(\alpha) = 0$ allora la convergenza è *lineare* (più lenta).

IL metodo di Newton si arresta alla prima iterata k_{min} in corrispondenza della quale $|f(x^{k_{min}})| < \varepsilon$

dove ε rappresenta una tolleranza fissata.

Per il contatto non lineare tra facce di corpi solidi possono essere usate diverse tipologie di formulazione. Nel nostro caso si useranno:

- **Pure Penalty**
- **Augmented Lagrange**

Entrambe si basano sulla legge: $F=K*x$

dove F è la forza normale, K è la rigidità normale e x è la penetrazione tra i corpi. Di conseguenza maggiore è il valore della rigidità K minore è la compenetrazione fra i corpi (**Figura 16**

Questo valore non deve essere troppo grande altrimenti può essere difficile raggiungere la convergenza.

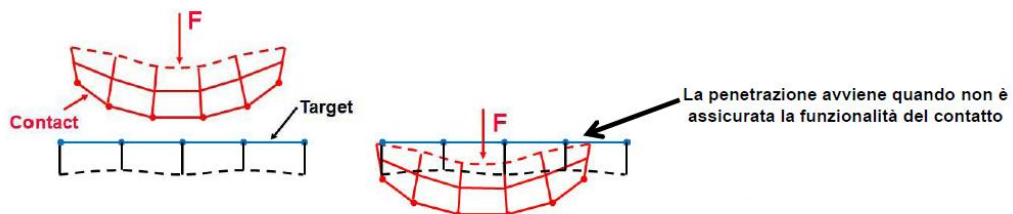


Figura 16

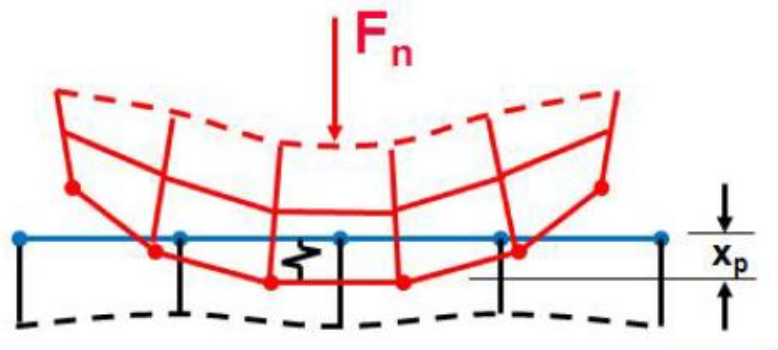


Figura 17

Contatto	Separazione	Scorrimento	
BONDED	NO	NO	L I N E A R I
NO SEPARATION	NO	Sì	
FRICTIONLESS $\mu = 0$	Sì	Sì	N O N L I N E A R I
FRICTIONAL $\mu \neq 0$	Sì	Sì	
ROUGH $\mu = \infty$	Sì	NO	

Tabella 1

La differenza tra i due metodi è dovuta al fatto che il secondo è dato da: $F=K \cdot x + \lambda$ e quindi è meno sensibile al valore della rigidità del contatto.

Per migliorare la simulazione del comportamento del contatto tra corpi che non possono separarsi, si può utilizzare la formulazione multi-point constraint (MPC) che aggiunge internamente equazioni di vincolo per eguagliare gli spostamenti tra le superfici di contatto, in quanto lega in modo efficiente i nodi delle superfici a contatto.

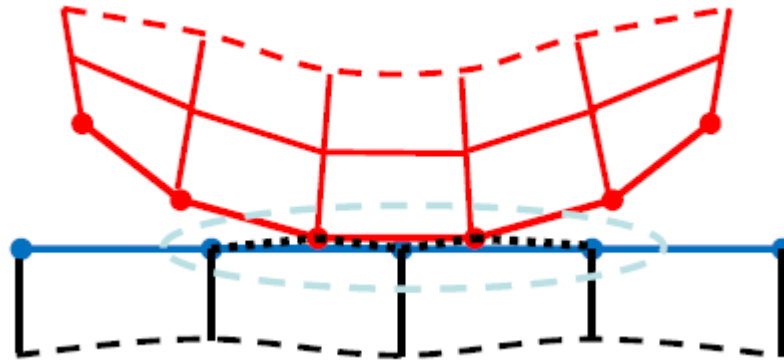


Figura 18-Contatto MPC

In base quindi al tipo di contatto che si deve simulare si può usare uno di questi metodi.

I primi due usano l'individuazione tramite punti d'integrazione comportando un maggiore numero di punti, MPC invece usa l'individuazione tramite nodi e quindi un numero di punti inferiore rispetto ai casi precedenti (**Figura 19**)

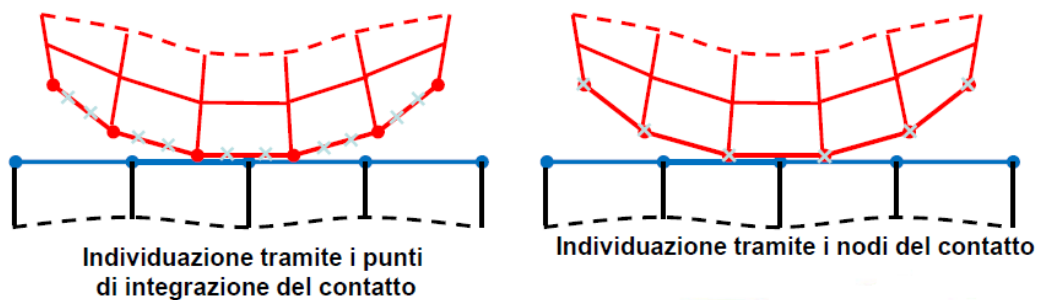


Figura 19

In alcuni casi può capitare che tra due superfici sia presente un gap derivante dal modello CAD che però non dovrebbe esserci. In tal caso è possibile applicare un

offset al contatto in modo da chiudere questo spazio evitando di andare a modificare il modello geometrico.

Il valore di offset può essere impostato manualmente o automaticamente dal programma.

ANSYS prevede come possibilità contatti di tipo *bonded* (saldato), *frictionless* (senza attrito), *no separation* (scorrimento senza separazione), *rough* (rugoso), *frictional* (con attrito). Per i modelli in questione la scelta cade su contatti di tipo *frictionless* e *bonded*: i primi lasciano scorrere le superfici una sull'altra, permettendone il distacco e impedendone la compenetrazione mentre nel secondo caso i corpi non si possono staccare né compenetrare.

Nel nostro caso sono state utilizzate le connessioni *bonded* per schematizzare la connessione tra dado e tirante, tra dado e coperchio e corpo tirante con sede foro in quanto, essendo il tirante precaricato, è come se i due fossero un'unica cosa (**Figura 20-**

Contatto bullone

Allo stesso modo è stato fatto per il contatto tra il cladding, corpo e coperchio.

E' stata messa inoltre una connessione di tipo *Bonded* anche per le varie parti del corpo e del coperchio in quanto il modello 3D, data la sua simmetria, è stato suddiviso in due parti uguali.

Per il contatto tra coperchio e corpo e i due rispettivi cladding invece è stato messo un contatto del tipo "frictionless" in quanto i due possono scorrere tra di loro ma non possono compenetrarsi.

Bonded - bullone coperchio-13 To tirante coperchio-13
31/01/2012 9:05 AM

ANSYS
13.0

■ Bonded - bullone coperchio-13 To tirante coperchio-13

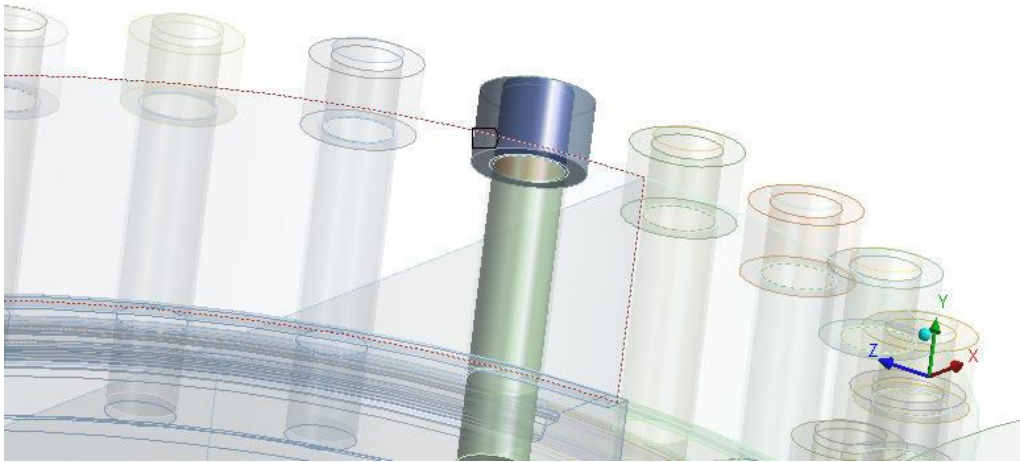


Figura 20-Contatto bullone

1.8 Mesh

In questa fase il modello geometrico viene discretizzato in un numero di elementi interconnessi tra loro ai nodi. La soluzione del comportamento di questo è data dallo spostamento dei nodi di cui è formata la struttura.

Per un processo di meshatura affidabile nella geometria solida, verranno utilizzati elementi solidi tetraedrici del secondo ordine (campo di spostamenti del secondo ordine).

Ogni elemento tetraedrico del secondo ordine presenta n°10 nodi (n°4 agli angoli e n°6 nodi nel punto medio del lato) ed ogni nodo presenta 3gdL (**Figura 21**

Verranno utilizzati anche elementi esaedrici a 20 nodi per la meshatura di elementi costituiti da geometria cilindrica semplice, (dadi, tiranti e guarnizione).

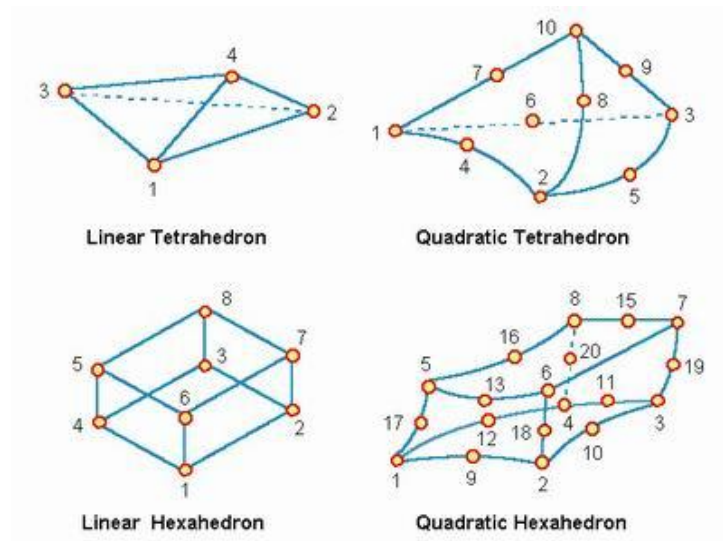


Figura 21

Per avere una soluzione con maggiore accuratezza è necessario che l'elemento usato abbia una dimensione piccola in modo da avere un numero maggiore di elementi che lo compongono.

Questo ovviamente comporterà un tempo di convergenza molto alto.

In Ansys esistono diversi modi per poter affinare la meche. Ad esempio è possibile andare a migliorare la Rilevance, comportando una meche generale più fitta.

E' possibile anche diminuire o aumentare le dimensioni dei vari elementi anche solo nelle zone d'interesse. In questo caso si dimensiona l'elemento attraverso il comando "Element size" dove verrà visualizzata una sfera che rappresenta le dimensioni degli elementi che verranno create.

Le superfici cilindriche che non presentano variazioni di sezione e geometriche, ad esempio la presenza di fori, possono essere mechate attraverso il comando "Mapped" che controlla la forma degli elementi utilizzati.

Nella fase iniziale viene effettuata una meche piuttosto grossolana in modo da poter verificare se ci sono delle superfici o altre problematiche con il modello. Se dovessero verificarsi, allora si cerca di capire, dal modello 3D, se esistono delle superfici troppo piccole, dei raccordi o altro che possano portare dei problemi. In questo caso è necessario effettuare una semplificazione del modello ove possibile.

Una volta sistemato il modello è possibile andare a infittire la meche soprattutto nelle zone di particolare interesse come ad esempio zone di contatto, di tenuta, tiranti e zone particolarmente stressate.

Mesh
27/01/2012 2:10 PM

ANSYS
13.0

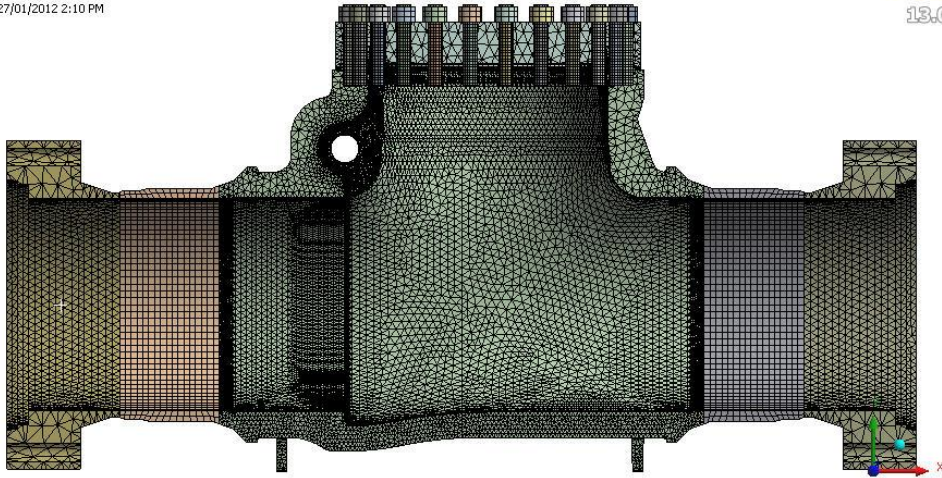


Figura 22

Mesh
27/01/2012 2:11 PM

ANSYS
13.0

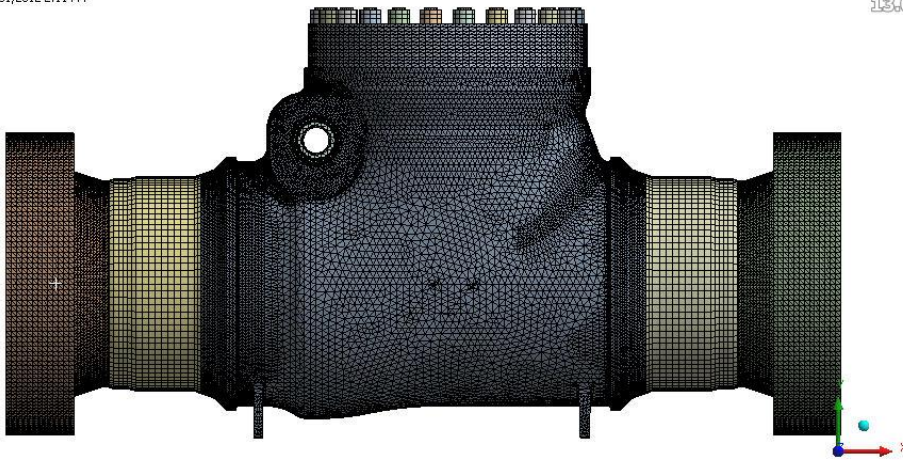


Figura 23

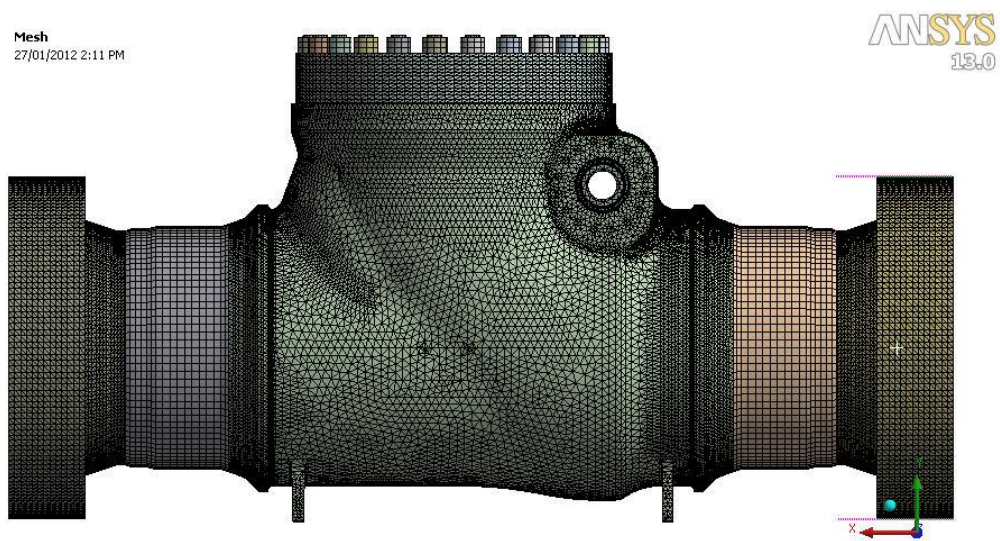


Figura 24

1.9 Carichi

In questa fase verranno inseriti i carichi che andranno ad agire sulla valvola nelle condizioni di esercizio e nelle varie condizioni concordate con il cliente.

I casi analizzati saranno:

- **Caso C1: Hydrostatic shell test**
- **Caso C2: Operating open**
- **Caso C3: Operating open + external open**
- **Caso C4: External loads**
- **Caso C5: Operatin open + bending Sy**

Il caso C1 è una condizione di test necessaria per l'approvazione della valvola, in cui le forze agenti sulla valvola nelle condizioni di esercizio vengono aumentate del 50%. Durante questo test il fluido che verrà utilizzato è acqua.

Il caso C2 e C3 simulano le condizioni di esercizio rispettivamente senza e con i carichi esterni agenti sulla linea.

Il caso C4 invece analizza solo il comportamento della valvola con applicati esclusivamente i carichi di linea, mentre al caso C5 sono applicate le condizioni operative con l'aggiunta di un carico esterno che porta a snervamento l'intera condotta. Questo caso può verificarsi ad esempio per un terremoto, un maremoto.

1.9.1 Precarichi

Per effettuare le prove sulla valvola è necessario applicare le forze che agiranno durante tutte le fasi che verranno analizzate.

Per prima cosa vengono inseriti i precarichi dei tiranti dati da una tabella che in base alle dimensioni del tirante m'indica il valore del carico da applicare.

Inserisco inoltre la pressione di esercizio che viene specificata dalla normativa ASME VIII in base alla classe della valvola. Nel nostro caso essendo una 900 la pressione è di 15.51 MPa.

Table 2-1.2 Ratings for Group 1.2 Materials

A 106 Gr. C (1)	A 203 Gr. B (2)	A 350 Gr. LF6 Cl. 2 (3)	A 352 Gr. LC3 (4)
A 203 Gr. B (2)	A 216 Gr. WCC (2)	A 352 Gr. LC2 (4)	A 352 Gr. LCC (4)

NOTES:

- (1) Not to be used over 425°C.
- (2) Upon prolonged exposure to temperatures above 425°C, the carbide phase of steel may be converted to graphite. Permissible, but not recommended for prolonged usage above 425°C.
- (3) Not to be used over 260°C.
- (4) Not to be used over 345°C.

A – Standard Class

Temperature, °C	Working Pressures by Class, bar						
	150	300	600	900	1500	2500	4500
-29 to 38	19.8	51.7	103.4	155.1	258.6	430.9	775.7
50	19.5	51.7	103.4	155.1	258.6	430.9	775.7
100	17.7	51.5	103.0	154.6	257.6	429.4	773.0
150	15.8	50.2	100.3	150.5	250.8	418.1	752.6
200	13.8	48.6	97.2	145.8	243.2	405.4	729.7
250	12.1	46.3	92.7	139.0	231.8	386.2	694.8
300	10.2	42.9	85.7	128.6	214.4	357.1	642.6
325	9.3	41.4	82.6	124.0	206.6	344.3	619.6
350	8.4	40.0	80.0	120.1	200.1	333.5	600.3
375	7.4	37.8	75.7	113.5	189.2	315.3	567.5
400	6.5	34.7	69.4	104.2	173.6	289.3	520.8
425	5.5	28.8	57.5	86.3	143.8	239.7	431.5
450	4.6	23.0	46.0	69.0	115.0	191.7	345.1
475	3.7	17.1	34.2	51.3	85.4	142.4	256.3
500	2.8	11.6	23.2	34.7	57.9	96.5	173.7
538	1.4	5.9	11.8	17.7	29.5	49.2	88.6

B – Special Class

Temperature, °C	Working Pressures by Class, bar						
	150	300	600	900	1500	2500	4500
-29 to 38	20.0	51.7	103.4	155.1	258.6	430.9	775.7
50	20.0	51.7	103.4	155.1	258.6	430.9	775.7
100	20.0	51.7	103.4	155.1	258.6	430.9	775.7
150	20.0	51.7	103.4	155.1	258.6	430.9	775.7
200	20.0	51.7	103.4	155.1	258.6	430.9	775.7
250	20.0	51.7	103.4	155.1	258.6	430.9	775.7
300	20.0	51.7	103.4	155.1	258.6	430.9	775.7
325	20.0	51.7	103.4	155.1	258.6	430.9	775.7
350	19.8	51.1	102.2	153.3	255.5	425.8	766.4
375	19.3	48.4	96.7	145.1	241.9	403.1	725.6
400	19.3	43.4	86.8	130.2	217.0	361.7	651.0
425	18.0	36.0	71.9	107.9	179.8	299.6	539.3
450	14.4	28.8	57.5	86.3	143.8	239.6	431.4
475	10.7	21.4	42.7	64.1	106.8	178.0	320.4
500	7.2	14.5	29.0	43.4	72.4	120.7	217.2
538	3.7	7.4	14.8	22.2	36.9	61.6	110.8

Tabella 2

Non venendo rappresentati i tiranti sulle flange e quindi i loro prepensionamenti, inserisco una forza che rappresenta la forza che agirebbe realmente se ci fossero i tiranti. Viene calcolata in questo modo:

$$P * A = F$$

dove A è l'ultima sezione su cui agisce la pressione (ultima parete della cava dove verrà inserito una guarnizione di tenuta in gomma.)(Figura 26,Figura 27)

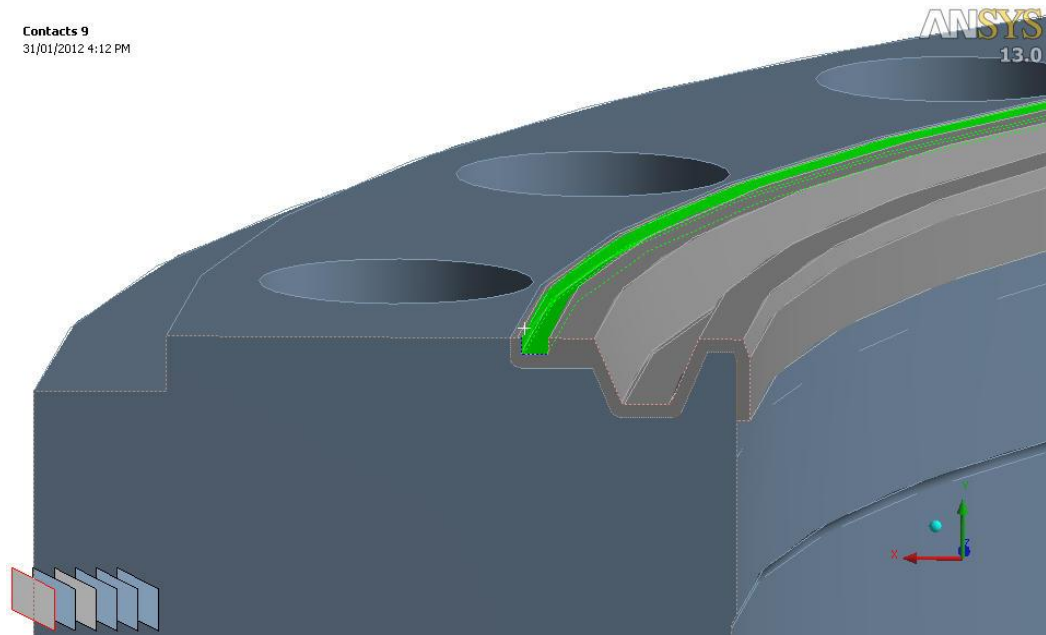


Figura 25-Cava guarnizione gomma

Essendo la valvola divisa in due parti la forza che agirà su una metà deve essere divisa in due.

L'ultima forza che agisce sulla valvola è la forza della guarnizione di acciaio che viene inserita nella zona di tenuta, che venendo premuta quando il coperchio è chiuso, crea una reazione sulle due pareti diagonali della tenuta. Questa viene inserita in quanto permette di garantire la tenuta della valvola che, a causa delle forze in gioco che sollevano il coperchio dal corpo, non sarebbe più garantita (Figura 25).

A: S1_4_ope
 Bolt Pretension 24
 Time: 1. s
 Items: 10 of 24 indicated
 27/01/2012 10:49 AM

- A** Bolt Pretension: 1.3644e+006 N
- B** Bolt Pretension 2: 1.3644e+006 N
- C** Bolt Pretension 3: 1.3644e+006 N
- D** Bolt Pretension 4: 1.3644e+006 N
- E** Bolt Pretension 5: 1.3644e+006 N
- F** Bolt Pretension 6: 1.3644e+006 N
- G** Bolt Pretension 7: 1.3644e+006 N
- H** Bolt Pretension 8: 1.3644e+006 N
- I** Bolt Pretension 9: 1.3644e+006 N
- J** Bolt Pretension 10: 1.3644e+006 N

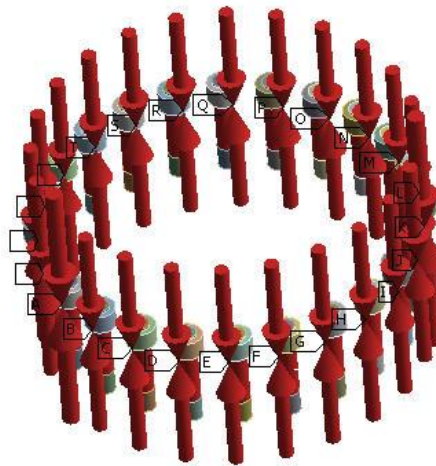


Figura 26-Tiranti

A: S1_4_ope
 OPE
 Time: 1. s
 27/01/2012 1:59 PM

- Bolt Pretension 4: 1.3644e+006 N**

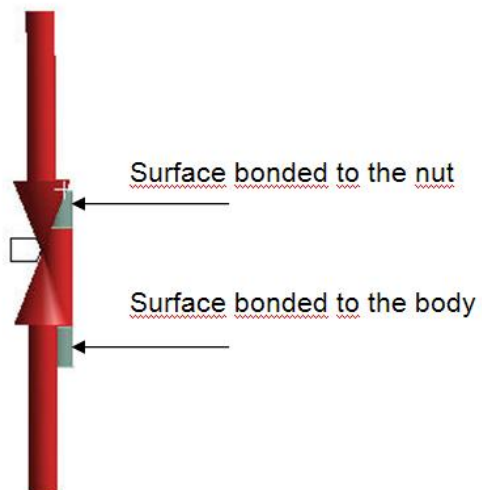


Figura 27-Schema forza su tirante

1.10 VINCOLI

Per effettuare le analisi sulla valvola è necessario applicare dei vincoli in modo da poter rendere veritiera l'analisi. Infatti, se non lo facessi la valvola, non essendo vincolata nelle tre direzioni, tenderebbe a ruotare o a spostarsi in maniera errata e l'analisi fornirebbe risultati sbagliati.

1.10.1.1 Caso C1/C2/C5

- First displacement constraint in order to fix the model in the Z direction:

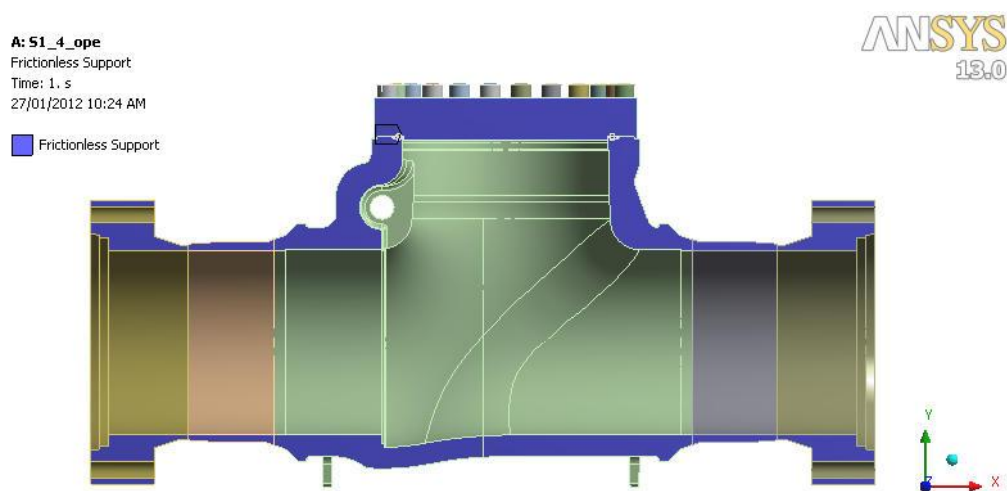


Figura 28

- Second displacement constraint in order to fix the model in the X direction:

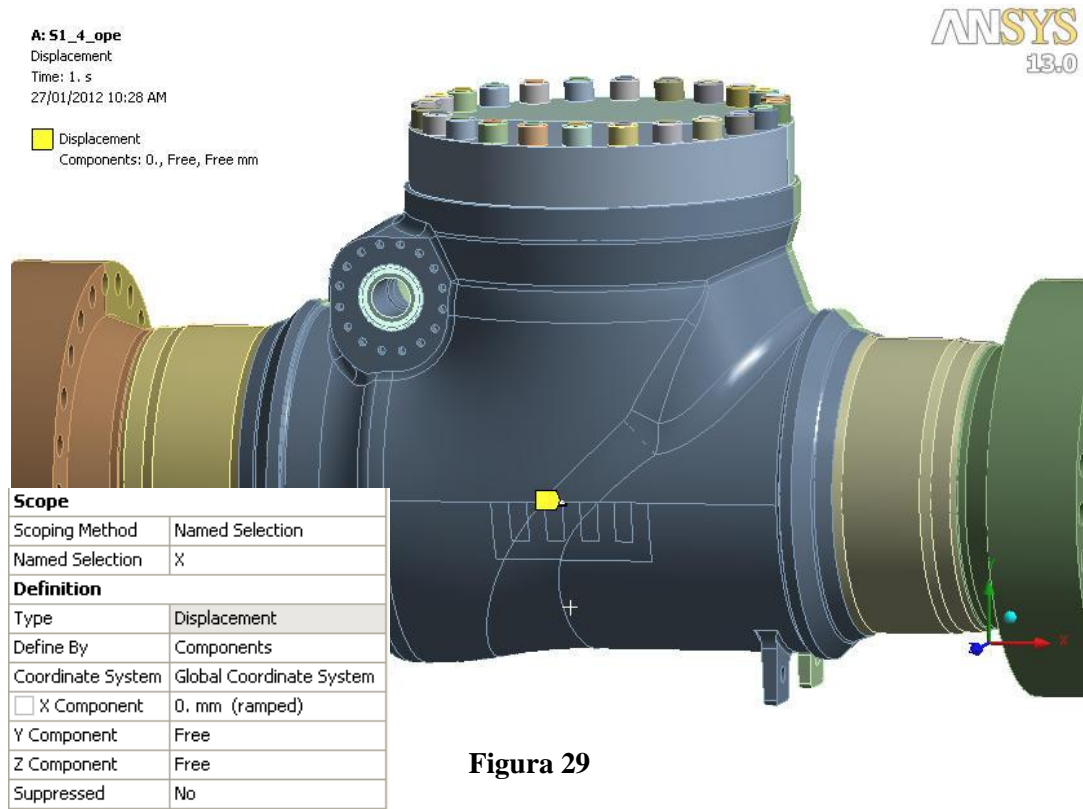


Figura 29

- Third displacement constraint in order to fix the model in the Y direction:

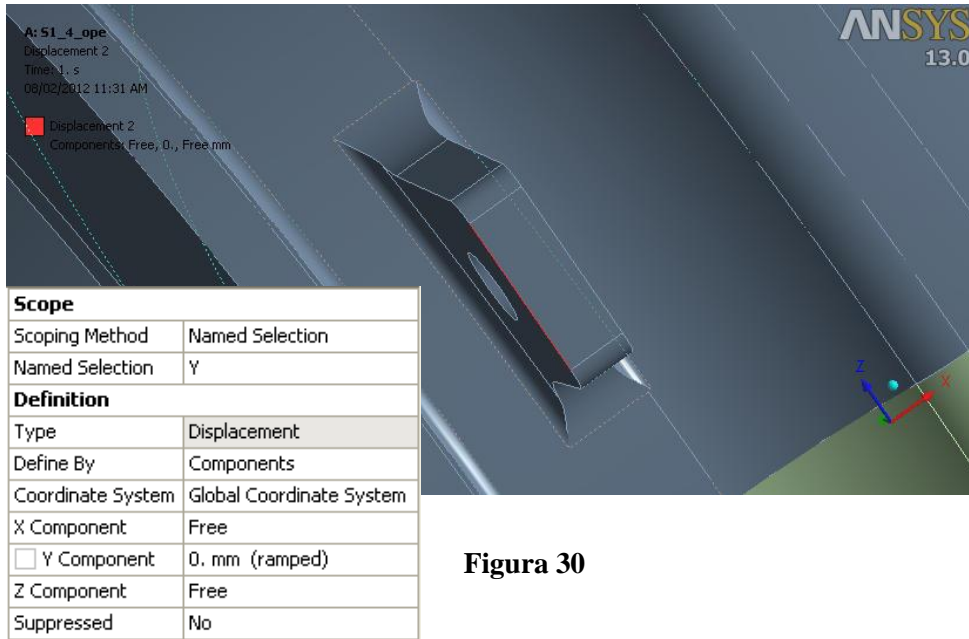


Figura 30

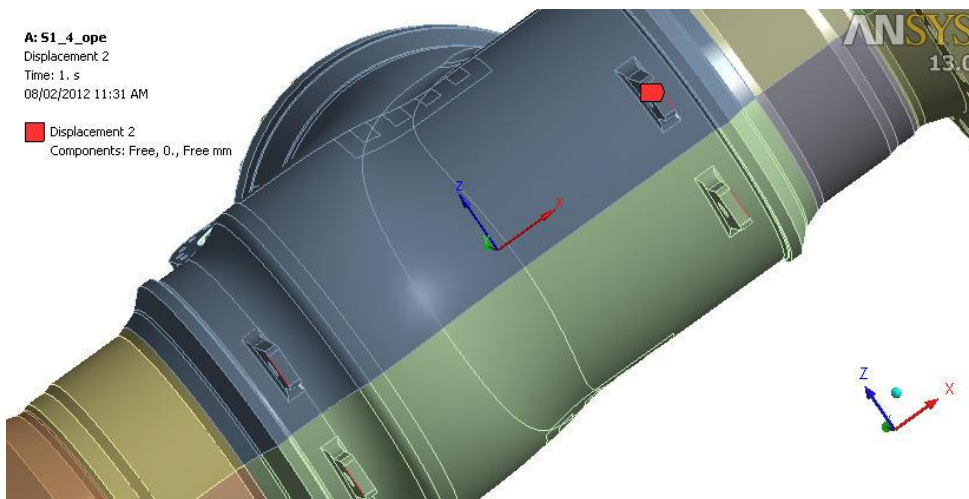


Figura 31

1.10.2 Caso C3/C4

- First displacement constrain in order to fix the model in the X direction:

C: S1_4_EXT_LOADS
Frictionless Support
Time: 0.43309 s
03/02/2012 2:18 PM
■ Frictionless Support

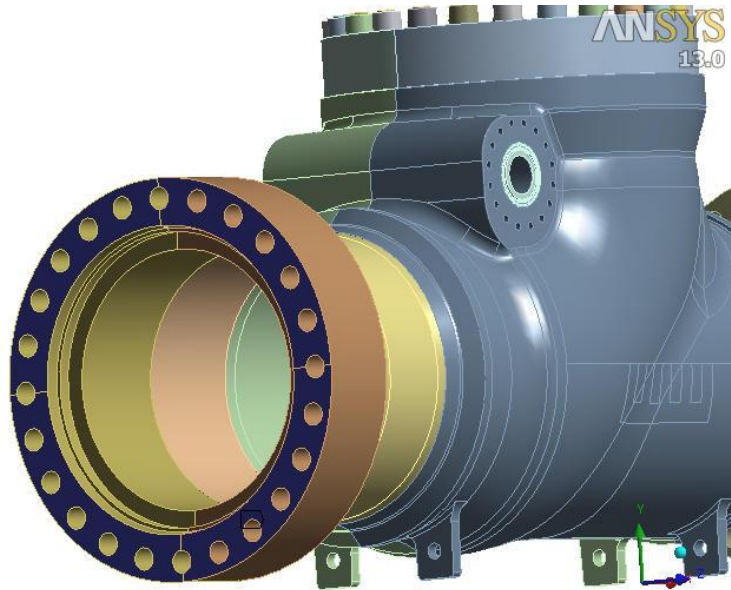


Figura 32

- Second displacement constrain in order to fix the model in the Z direction:

C: S1_4_EXT_LOADS
 Displacement
 Time: 0.43309 s
 03/02/2012 2:18 PM

■ Displacement
 Components: Free, Free, 0. mm

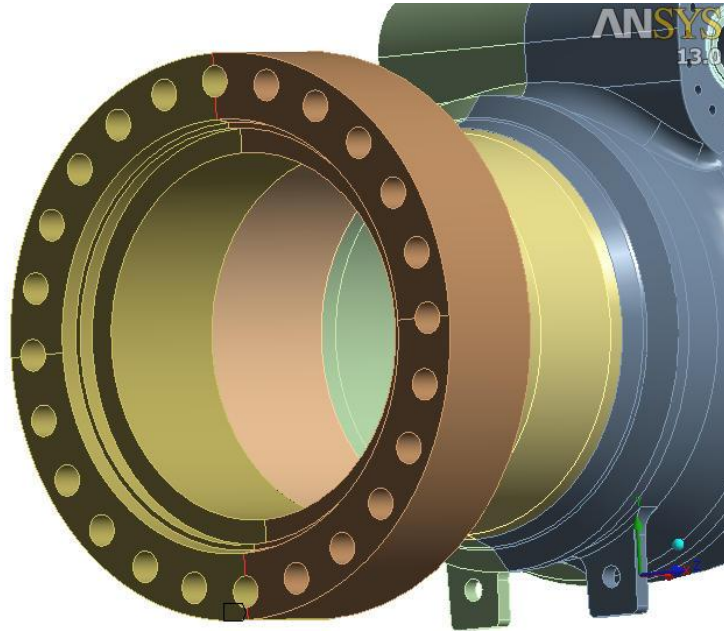


Figura 33

Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	4 Edges
Definition	
Type	Displacement
Define By	Components
Coordinate System	Global Coordinate System
X Component	Free
Y Component	Free
<input type="checkbox"/> Z Component	0. mm (ramped)
Suppressed	No

- Third displacement constrain in order to fix the model in the Y direction:

C: S1_4_EXT_LOADS
 Displacement 2
 Time: 0.43309 s
 03/02/2012 2:18 PM

■ Displacement 2
 Components: Free, 0., Free mm

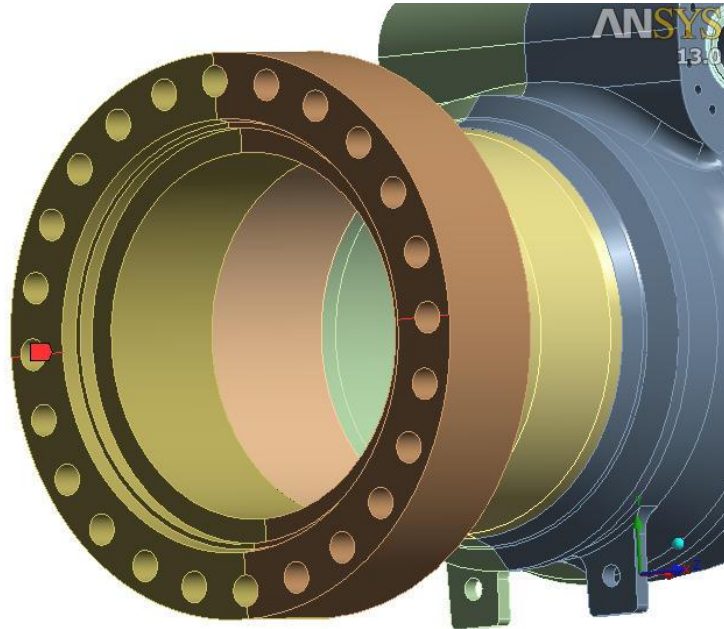


Figura 34

Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	4 Edges
Definition	
Type	Displacement
Define By	Components
Coordinate System	Global Coordinate System
X Component	Free
<input type="checkbox"/> Y Component	0. mm (ramped)
Z Component	Free
Suppressed	No

1.10.2.1 Carichi applicati

Vengono infine inseriti, per i vari casi, le forze agenti sulla valvola. Il sistema di riferimento che viene utilizzato è il seguente:

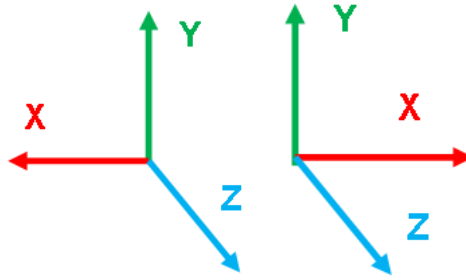


Figura 35-Sistema di riferimento

Il primo sistema di riferimento indica gli assi con cui il cliente ha indicato le forze agenti sulla tubazione, mentre il secondo indica il sistema di riferimento utilizzato in Ansys workbench.

Le seguenti figure e tabelle indicano i valori, le direzioni, e dove sono state applicate le forze.

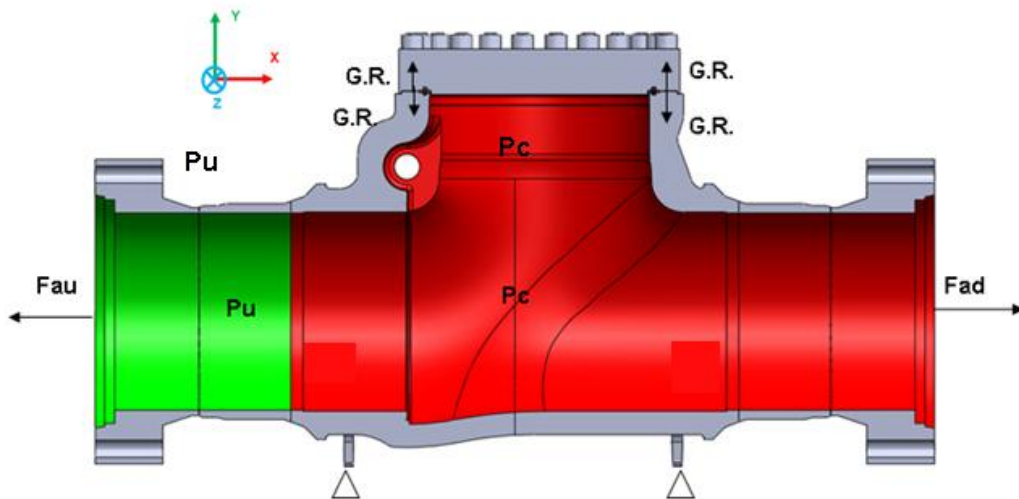


Figura 36-Forze dovute alla pressione

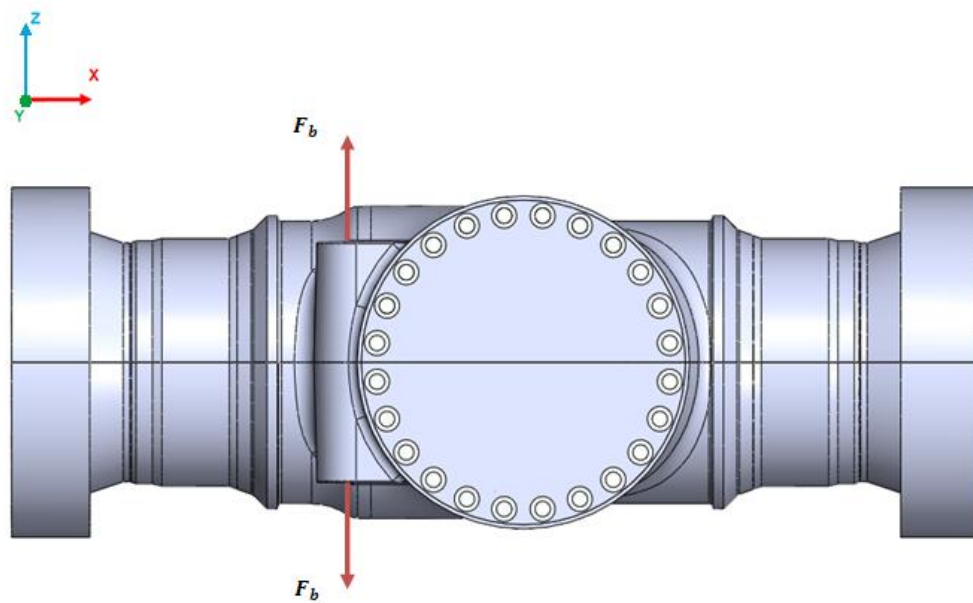


Figura 37-Forza dovuta alla pressione su coperchio laterale

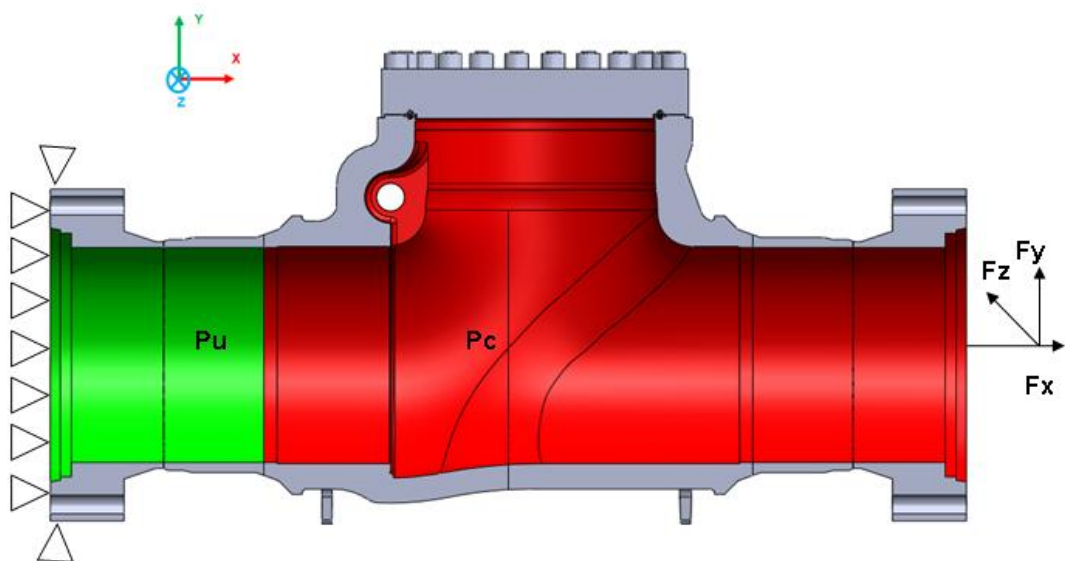


Figura 38-Forza esterne (F_x, F_y, F_z)

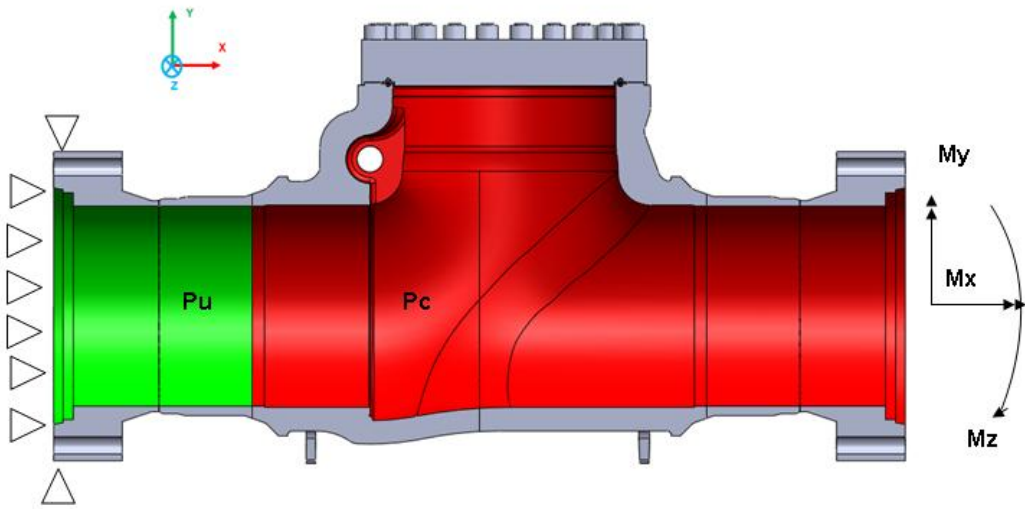


Figura 39-Momenti esterni (Mx,My,Mz)

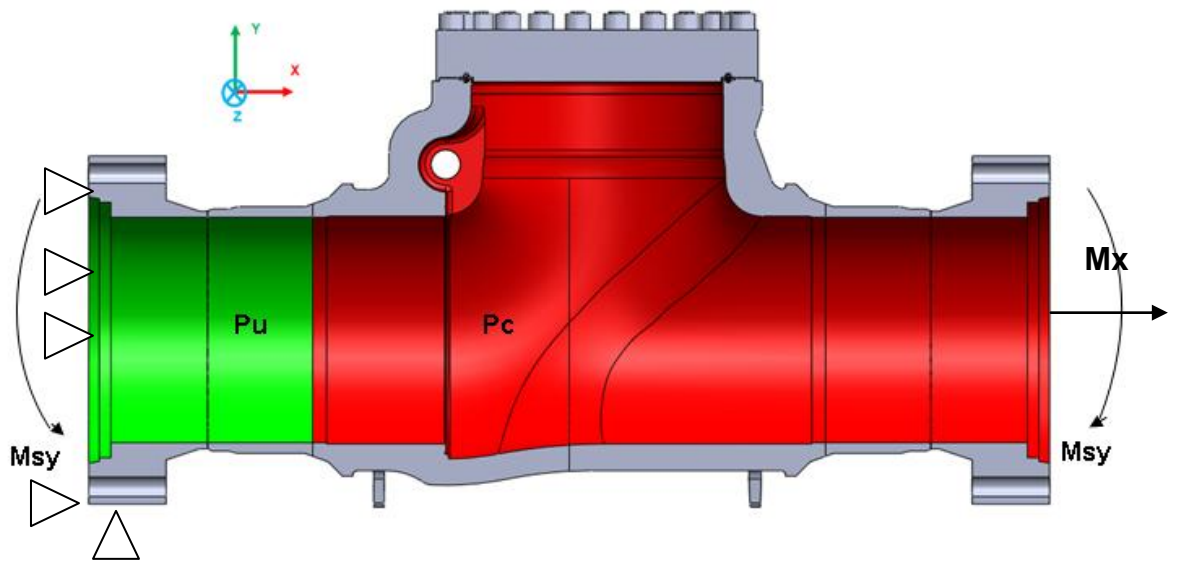


Figura 40-Momenti dovuti alla condizione di Test

Dove:

Pu = Pressione a monte

Pc = Pressione a valle

Fau = Fad = Forze di fine condotta dovuta alla pressione interna (Pu or Pc)

$$F_{au} = \frac{\pi \cdot d_i^2 \cdot P_u}{4}$$

$$F_{ad} = \frac{\pi \cdot d_i^2 \cdot P_c}{4}$$

dove d_i è il diametro della guarnizioni di tenuta della flangia = 631.9 mm

$$F_b = \frac{\pi \cdot d_i^2 \cdot Pc}{4} \text{ dove } d_i \text{ è il diametro della guarnizione della flangia di tenuta}$$

sede albero = 259.4mm

F_x = Forza assiale = 641 kN

F_y = Forza verticale = 618 kN

F_z = Forza laterale = 485 kN

M_x = Momento assiale esterno = 372 kNm

M_y = Momento verticale esterno = 4892 kNm

M_z = Momento laterale esterno = 2920 kNm

M_{sy} = momento che porta a snervamento la condotta = 17732.28 kNm

G.R. = forza di reazione della guarnizione:

$$H_p = 369.7 \text{ kN}$$

$$F_g = 18003.62 \text{ kN}$$

Il precarico applicato ai tiranti è = 328.14 MPa.

1.10.2.2 Pressione interna

Rating pressure $P_{rat} = 15.51 \text{ MPa}$

Hydro-test pressure $P_h = S_{test} \cdot P_{rat} = 23.265 \text{ MPa}$

1.10.2.3 Pressione esterna

Essendo la valvola posizionata in condizioni operative a 70 m sotto il livello del mare, la pressione esterna che agisce sulla valvola risulta:

$$P_e = 0.79 \text{ MPa}$$

Essendo molto bassa questa viene trascurata.

1.10.2.4 Temperatura di esercizio

Minimum temperature: $T_{\min} = -20 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Maximum temperature: $T_{\max} = 65 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Case	Pu	Pc	F _{ad}	F _{ad}	F _b	F _x	F _y	F _z	M _x	M _y	M _z
	MPa	MPa	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kNm	kNm	kNm
C1	23.26 5	23.26 5	29118.76 5	29118.76 5	1229.51 1	0	0	0	0	0	0
C2	15.51	15.51	19412.51	19412.51	819.674	0	0	0	0	0	0
C3	15.51	15.51	19412.51	19412.51	819.674	641	-618	-485	-372	-4892	-2920
C4	0	0	0	0	0	641	-618	-485	-372	-4892	-2920
C5	15.51	15.51	19412.51	19412.51	819.670	0	0	0	0	0	0

Tabella 3

Case	M _{sv}	G.R.	Bolt Prestress
	kNm	kN	MPa
C1	0	554.55	328.14
C2	0	369.7	328.14
C3	0	369.7	328.14
C4	0	18006.62	328.14
C5	17732.28	369.7	328.14

Tabella 4

1.11 Analisi dei risultati

L'analisi è stata eseguita con due *step* di calcolo; questa perché oltre ai carichi come pressione, forze e momenti, sono presenti i pretensionamenti dei tiranti.

Per facilitare la soluzione viene effettuata una sovrapposizione degli effetti andando a valutare con il primo step il comportamento della valvola con applicata solamente il precarico, e successivamente, con il secondo step, con anche tutti i carichi esterni e le pressioni.

La procedura multistep distingue le seguenti fasi:

Step 1: assegnazione dei pretensionamenti dei tiranti alla struttura senza nessun altro carico esterno;

Step 2: pretensionamenti dei tiranti bloccati e assegnazione dei carichi

Alla fine dell'analisi i risultati delle deformazioni e degli stress sono i seguenti:

1.11.1 DEFORMAZIONE BODY-BONNET

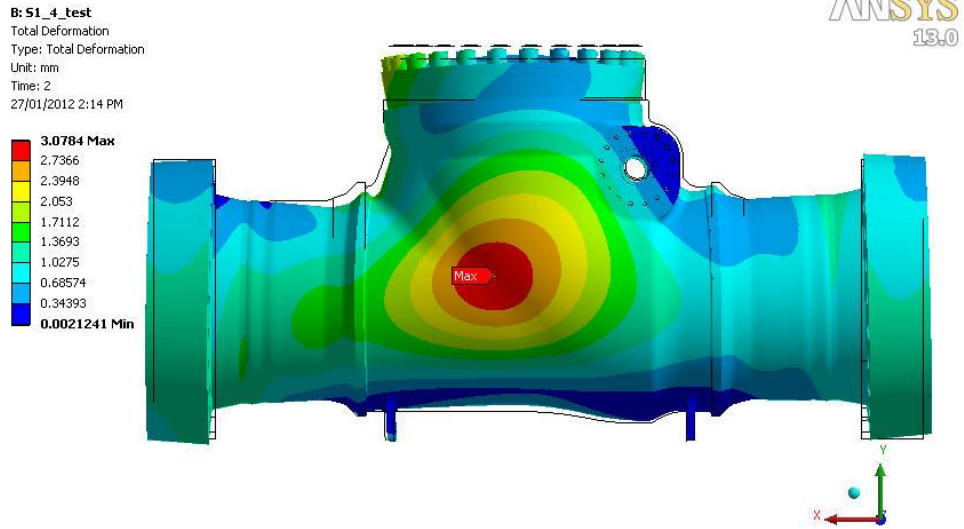


Figura 41-Caso C1 Hydrostatic shell test

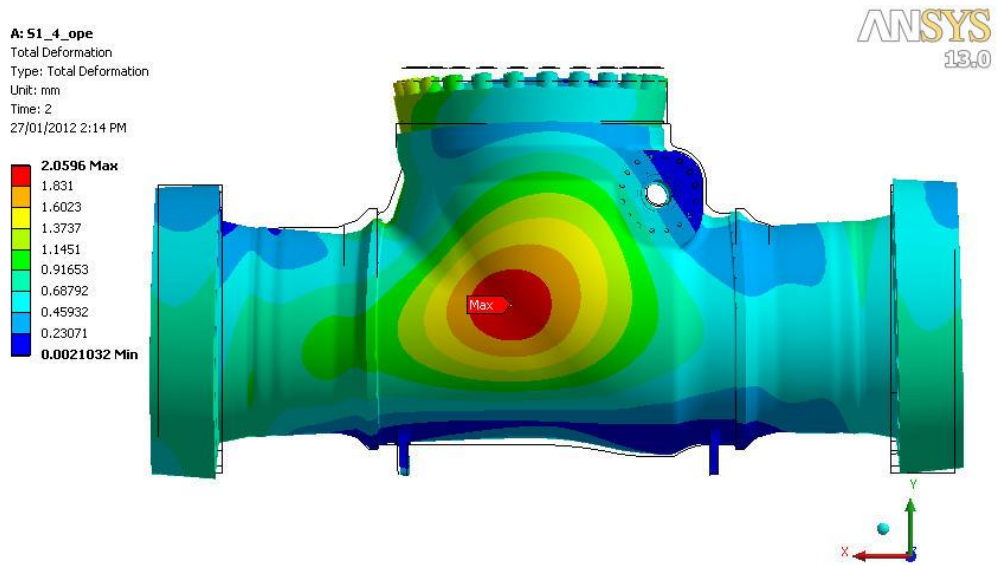


Figura 42-Caso C2 Operating open

G: S1_4_ope load
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2
27/01/2012 2:15 PM

ANSYS
13.0

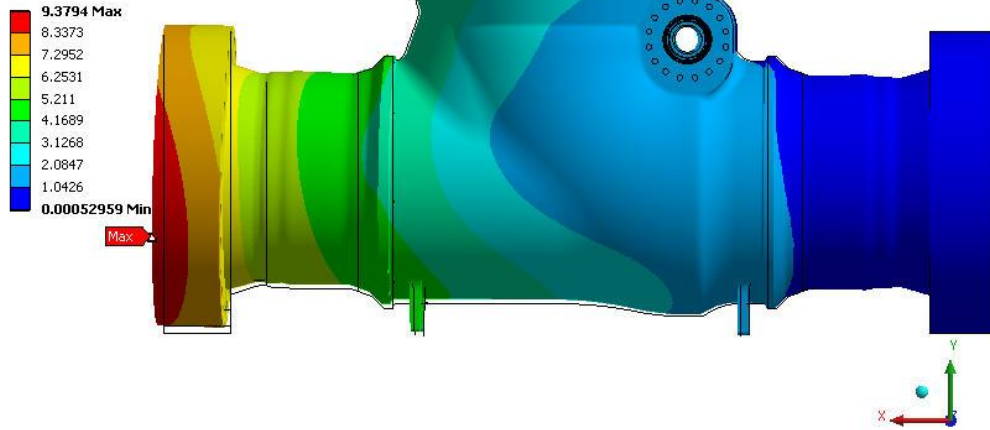


Figura 43-Caso C3 Operating open+external loads

C: S1_4_EXT_LOADS
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2
27/01/2012 2:15 PM

ANSYS
13.0

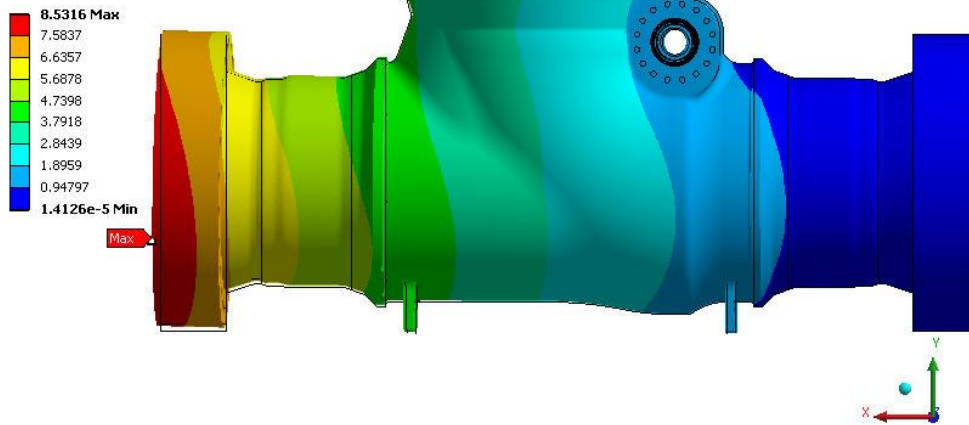


Figura 44-Caso C4 External loads

D: S1_4 ope5y
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2
27/01/2012 2:15 PM

ANSYS
13.0

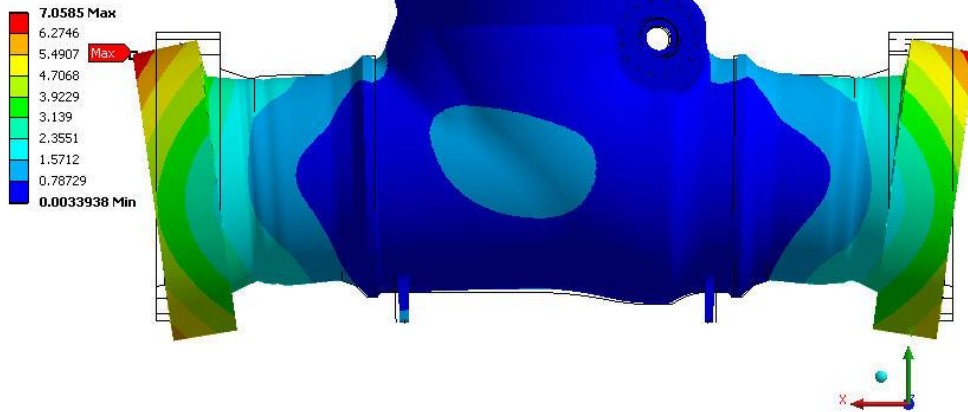


Figura 45-Caso C5 Operating open+bending Sy

1.11.2 – EQUIVALENT STRESS BODY-BONNET

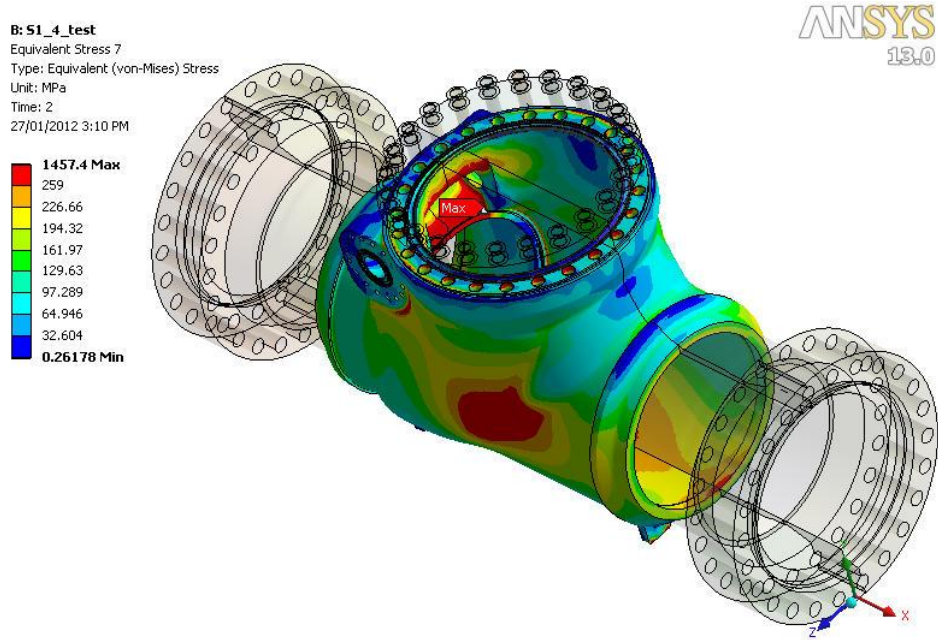


Figura 46-Caso C1 Hydrostatic shell test-Body

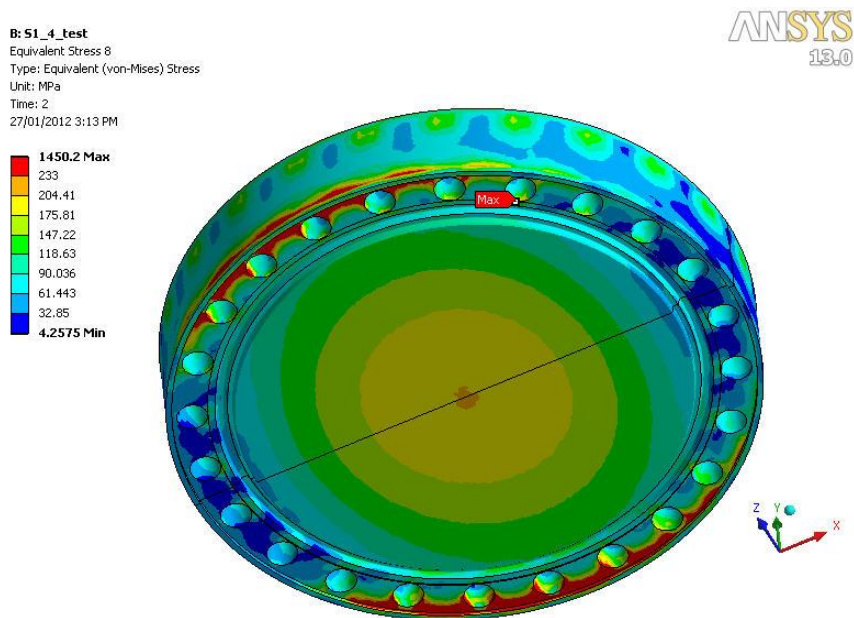


Figura 47-Caso C1 Hydrostatic shell test -Bonnet

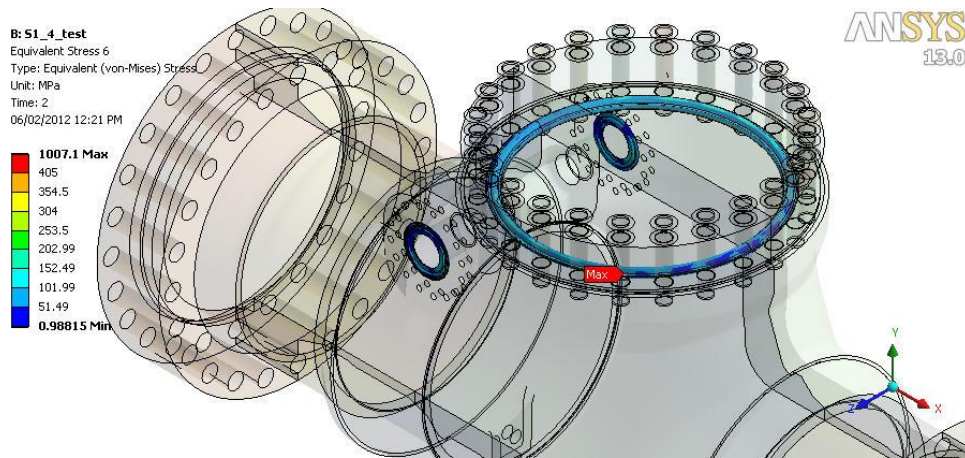


Figura 48-Caso C1 Hydrostatic shell test –Clad

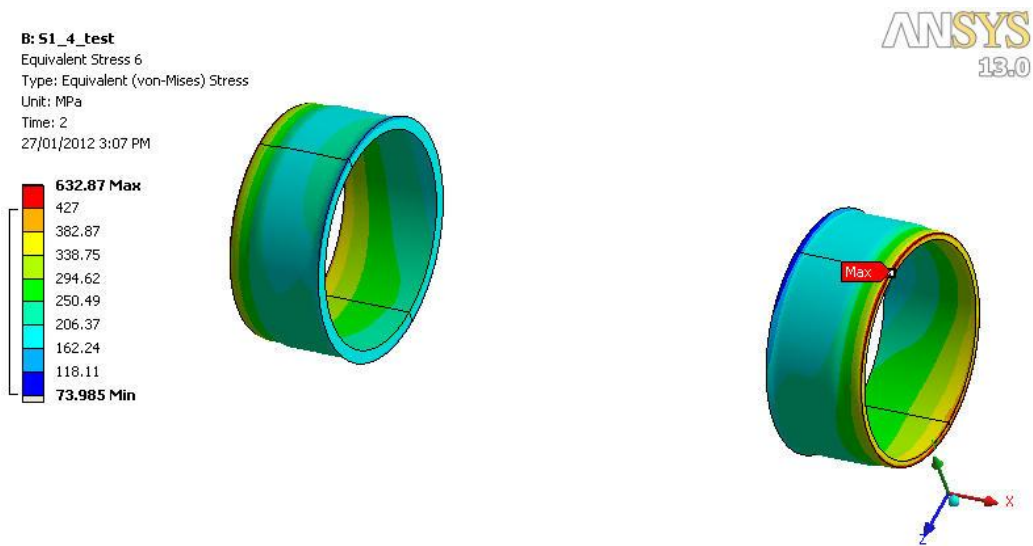


Figura 49-Caso C1 Hydrostatic shell test -Pup pieces

A: S1_4_ope
Equivalent Stress 12
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2
27/01/2012 3:10 PM

ANSYS
13.0

985.72 Max
260
227.53
195.05
162.58
130.11
97.634
65.16
32.687
0.2139 Min

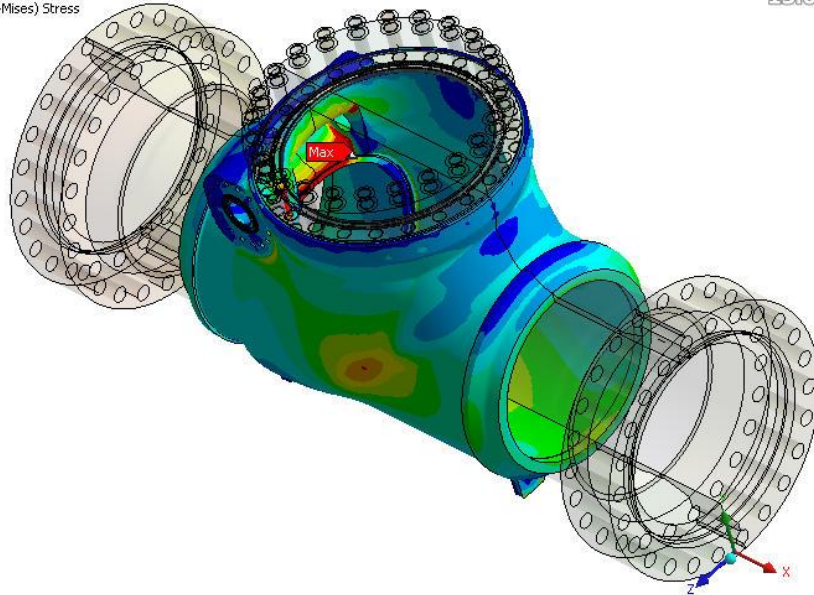


Figura 50-Caso C2 Operating open –Body

A: S1_4_ope
Equivalent Stress 15
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2
27/01/2012 3:13 PM

ANSYS
13.0

2149.7 Max
233
204.22
175.45
146.67
117.9
89.12
60.344
31.568
2.7919 Min

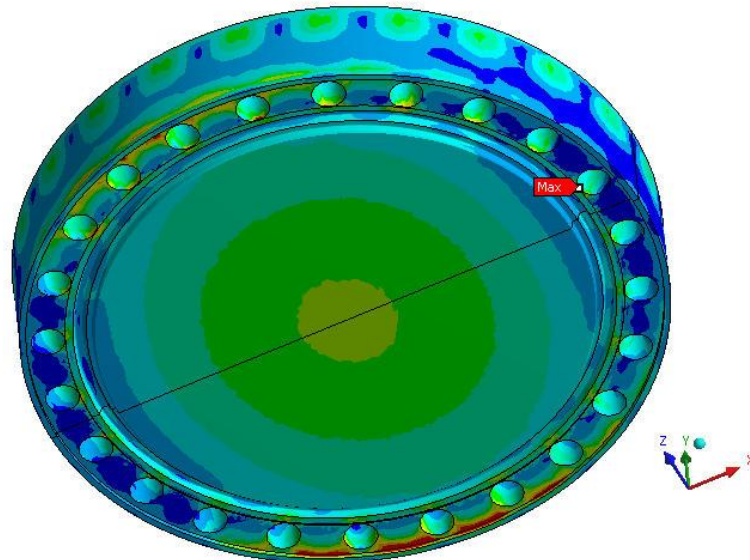


Figura 51-Caso C2 Operating open -Bonnet

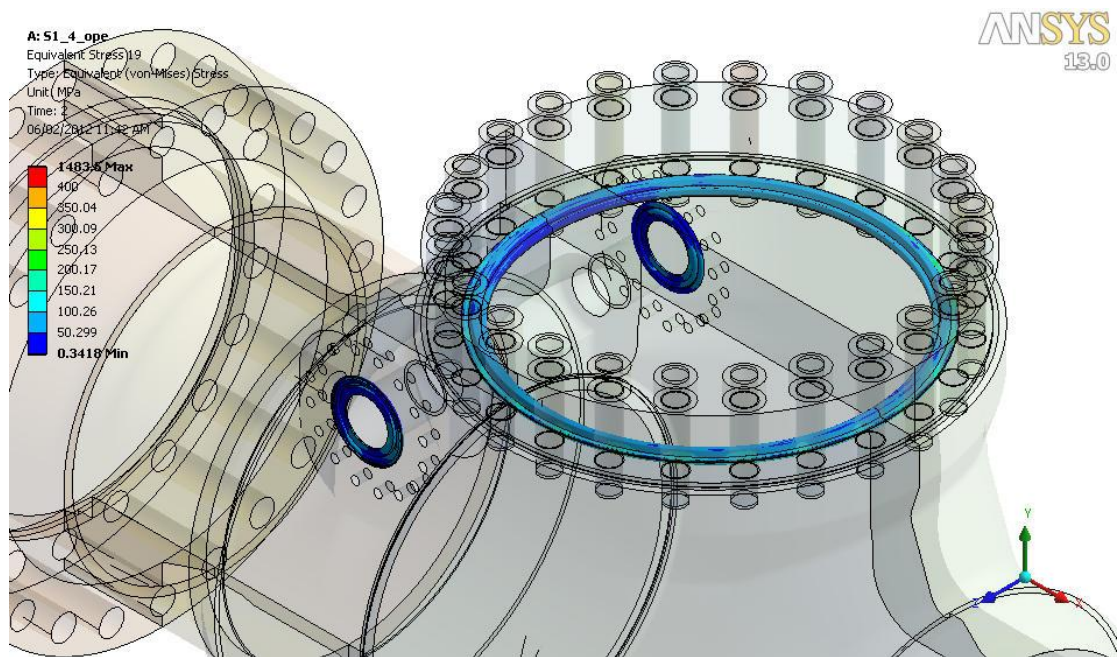


Figura 52-Caso C2 Operating open –Clad

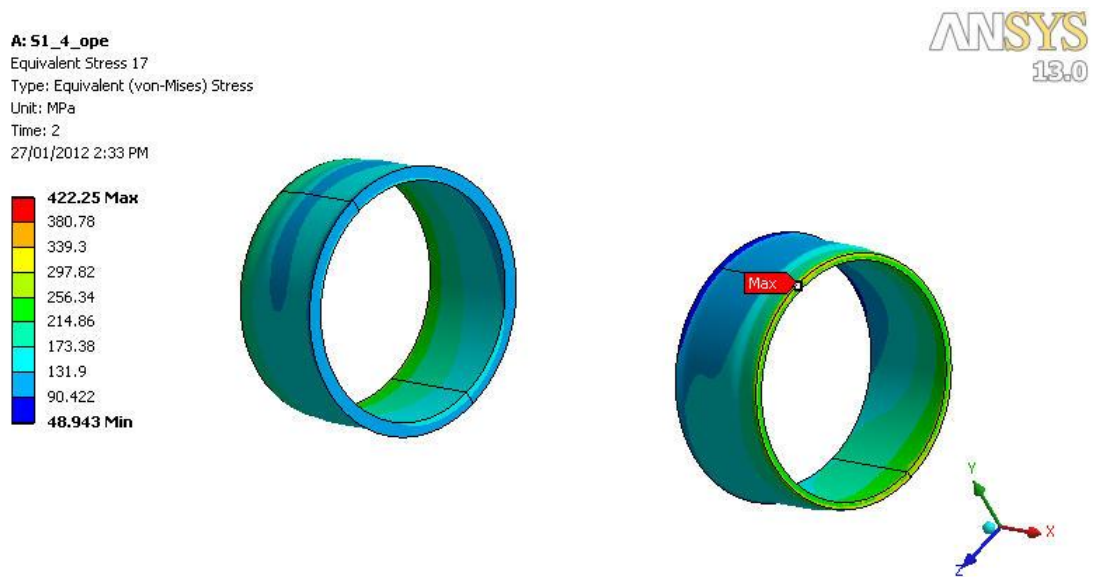


Figura 53-Caso C2 Operating open -Pup pieces

G: S1_4_ope load
 Equivalent Stress 7
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 2
 27/01/2012 3:11 PM

ANSYS
 13.0

1009.6 Max
 259
 226.63
 194.26
 161.89
 129.51
 97.143
 64.772
 32.401
 0.029353 Min

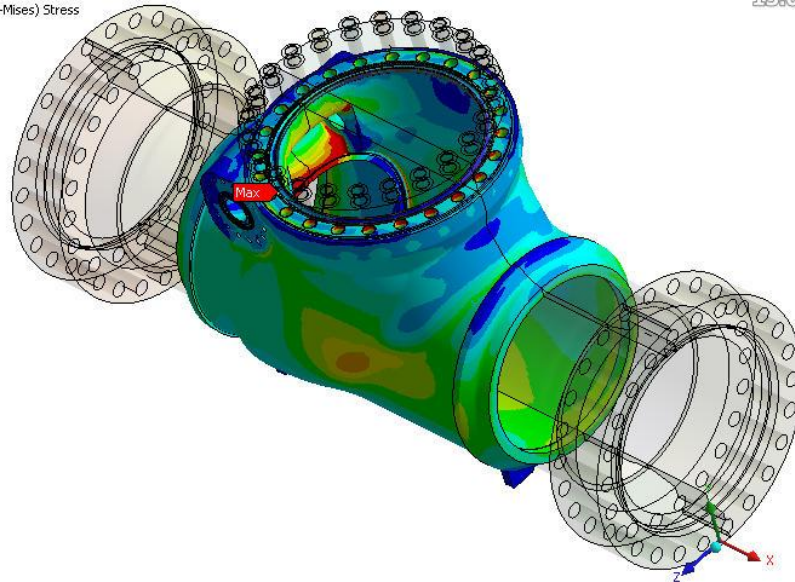


Figura 54-Caso C3 Operating open+external loads

G: S1_4_ope load
 Equivalent Stress 8
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 2
 27/01/2012 3:14 PM

ANSYS
 13.0

2057.7 Max
 233
 204.21
 175.43
 146.64
 117.86
 89.069
 60.283
 31.497
 2.7105 Min

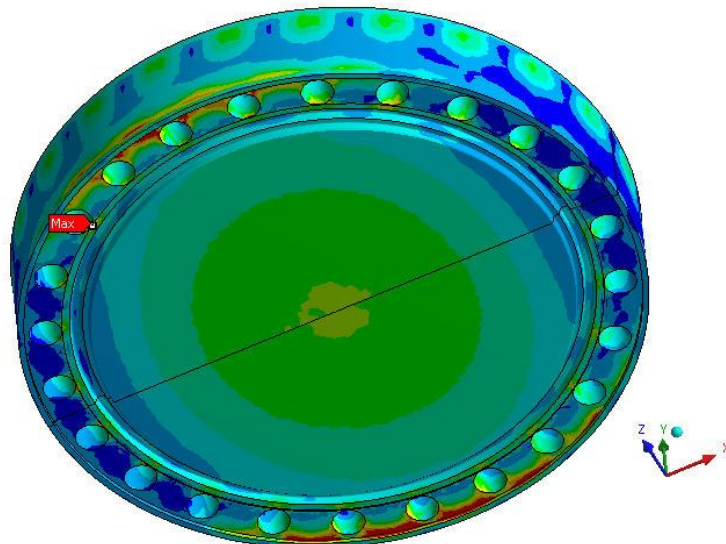


Figura 55-Caso C3 Operating open+external loads

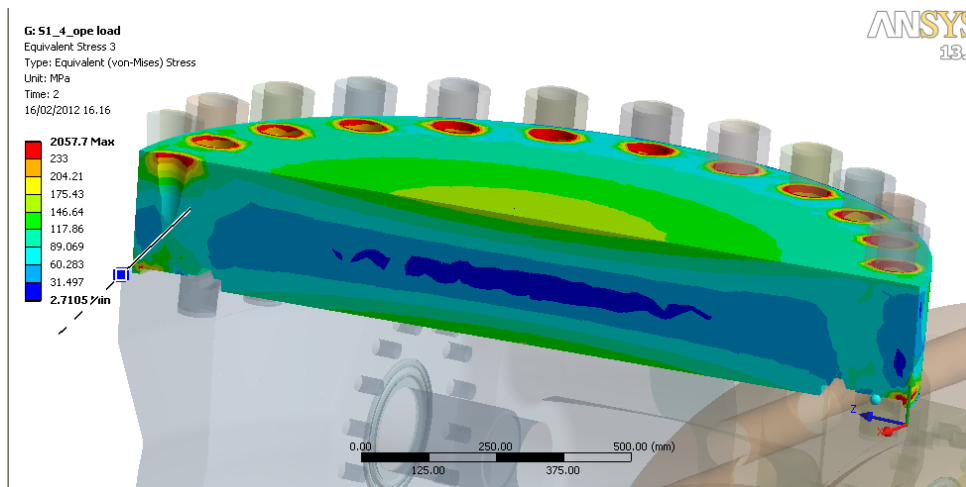


Figura 56-Caso C3 Operating open+external loads

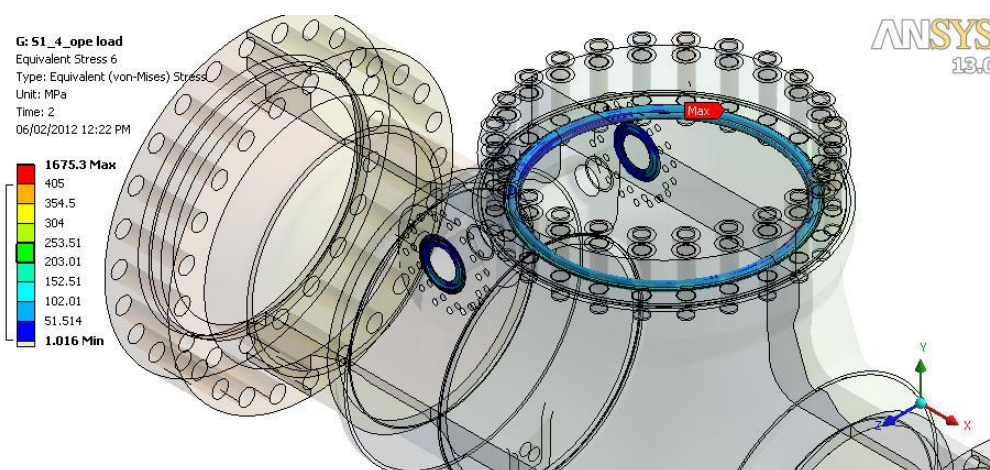


Figura 57-Caso C3 Operating open+external loads

G: S1_4_ope load
Equivalent Stress 6
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2
27/01/2012 3:08 PM

ANSYS
13.0

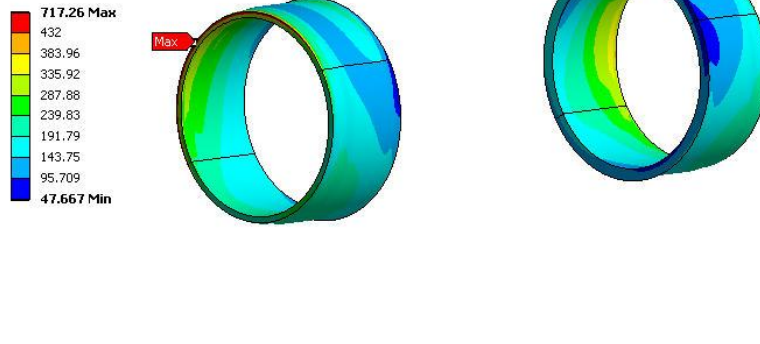


Figura 58-Caso C3 Operating open+external loads

C: S1_4_EXT_LOADS
Equivalent Stress 11
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2
27/01/2012 3:11 PM

ANSYS
13.0

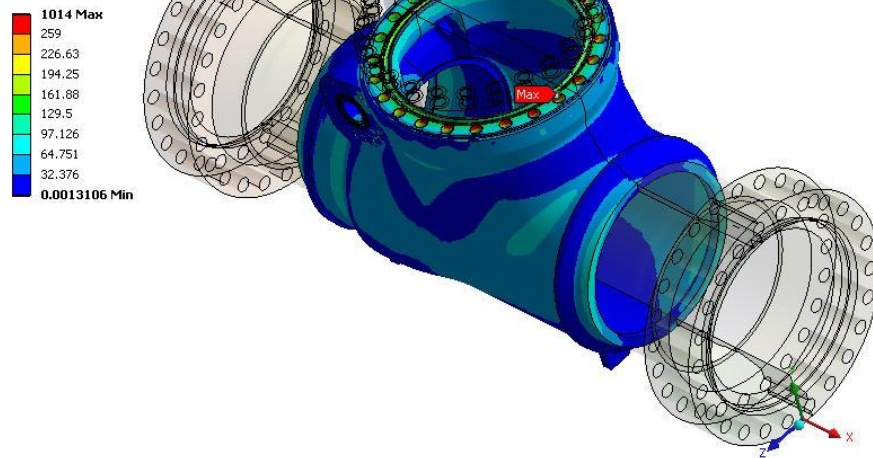


Figura 59-Caso C4 External loads-Body

C: S1_4_EXT_LOADS
Equivalent Stress 12
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2
27/01/2012 3:13 PM

ANSYS
13.0

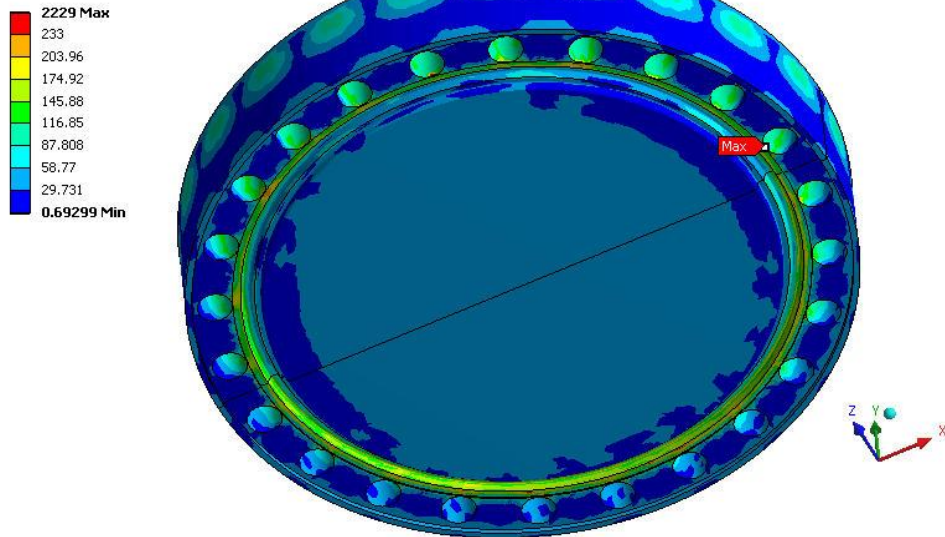


Figura 60-Caso C4 External loads-Bonnet

C: S1_4_EXT_LOADS
Equivalent Stress 10
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2
06/02/2012 12:21 PM

ANSYS
13.0

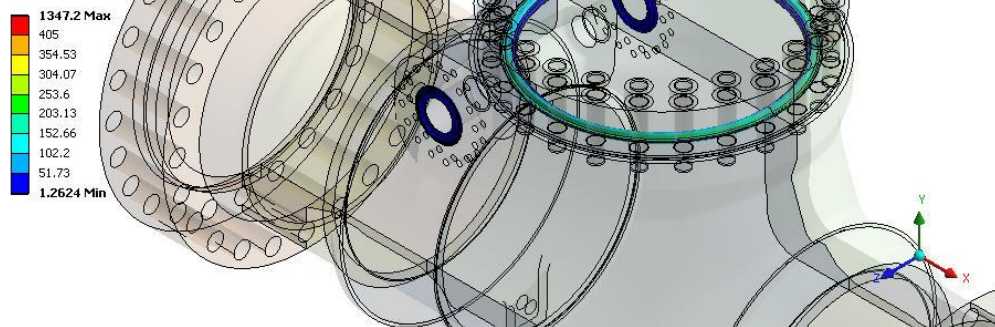


Figura 61-Caso C4 External loads-Clad

C: 51_4_EXT_LOADS
Equivalent Stress 10
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2
27/01/2012 3:07 PM

ANSYS
13.0

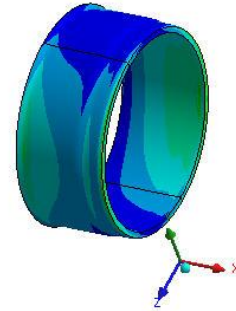
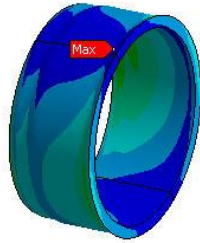
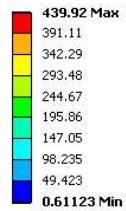


Figura 62-Caso C4 External loads-Pup pieces

D: 51_4_opeSy
Equivalent Stress 7
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2
27/01/2012 3:11 PM

ANSYS
13.0

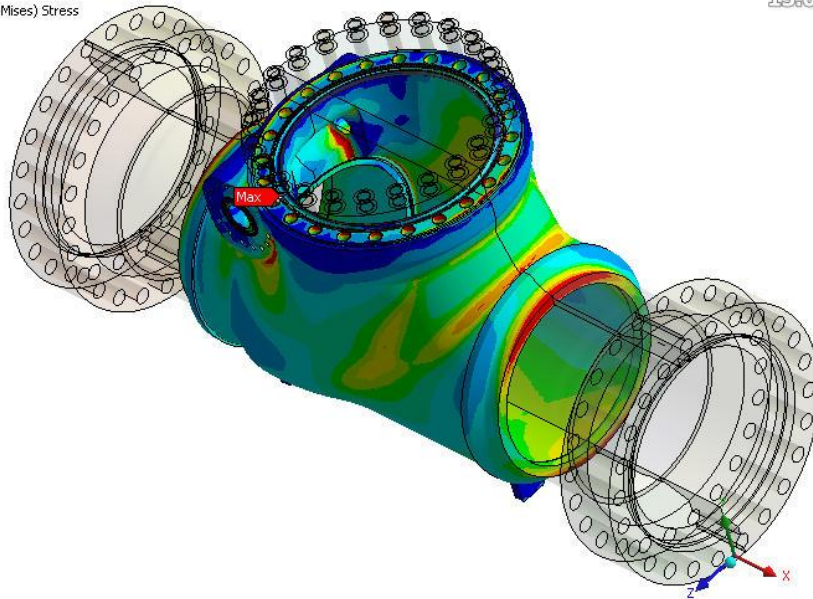
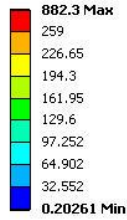


Figura 63-Caso C5 Operating open+bending Sy-Body

D: S1_4 opeSy
Equivalent Stress 8
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2
27/01/2012 3:14 PM

ANSYS
13.0

1910.2 Max
233
204.39
175.78
147.17
118.55
89.942
61.331
32.719
4.1076 Min

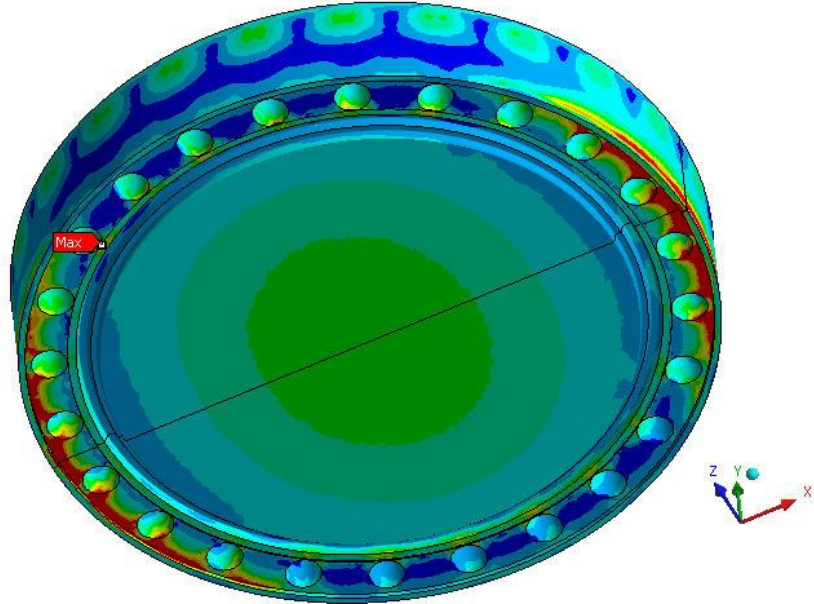


Figura 64-Caso C5 Operating open+bending Sy-Bonnet

D: S1_4 opeSy
Equivalent Stress 6
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2
06/02/2012 12:22 PM

ANSYS
13.0

1393.2 Max
405
354.44
303.88
253.31
202.75
152.19
101.63
51.068
0.50634 Min

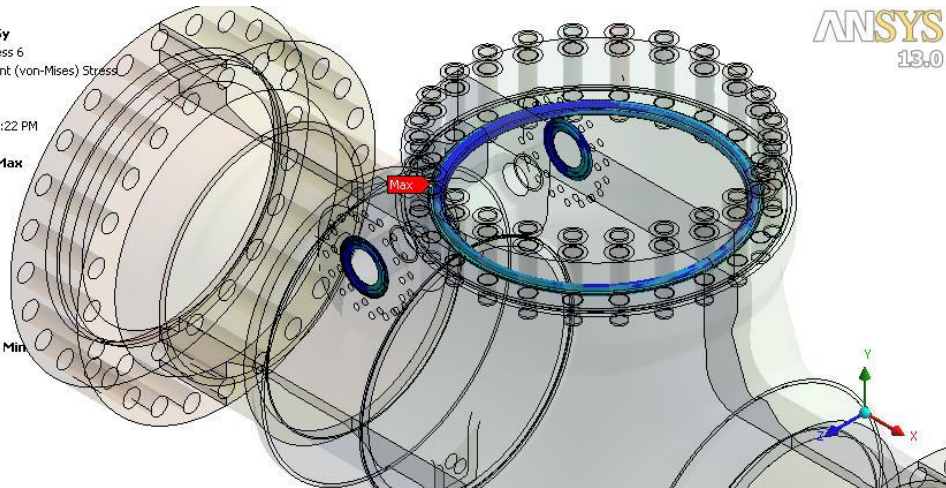


Figura 65-Caso C5 Operating open+bending Sy-Clad

D: S1_4 ope5y
Equivalent Stress 6
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2
27/01/2012 3:08 PM

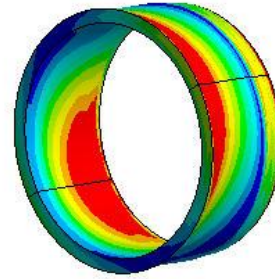
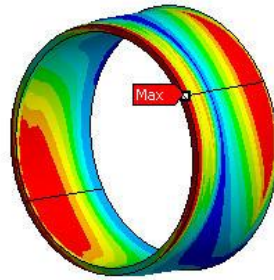
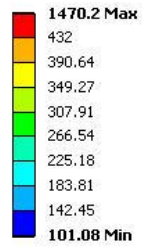


Figura 66-Caso C5 Operating open+bending Sy-Pup pieces

1.12 Linearizzazione

Per verificare l'integrità strutturale della valvola nelle condizioni di esercizio è necessario effettuare la linearizzazione di alcuni punti d'interesse per verificare gli sforzi presenti con i limiti imposti dalla normativa ASME VIII div.2.

Tramite la normativa vengono definiti:

σ :	Sforzo o stress
ϵ :	Deformazione
Normal stress:	Componente dello sforzo perpendicolare al piano di riferimento: costituito da due componenti: -componente uniformemente distribuita attraverso lo spessore della sezione in esame e uguale al valore medio di stress (membrane stress). -componente il cui valore varia in funzione della posizione attraverso lo spessore della sezione in esame (bending stress).
Membrane stress:	Componente di normal stress che è uniformemente distribuita e uguale al valore medio di stress attraverso lo spessore della sezione in esame. Graficamente può essere rappresentato come segue:
Bending stress:	Componente di normal stress proporzionale alla distanza dall'asse neutro di una sezione solida. Graficamente può essere rappresentato come segue:
Shear stress:	Componente dello sforzo tangente al piano di riferimento.

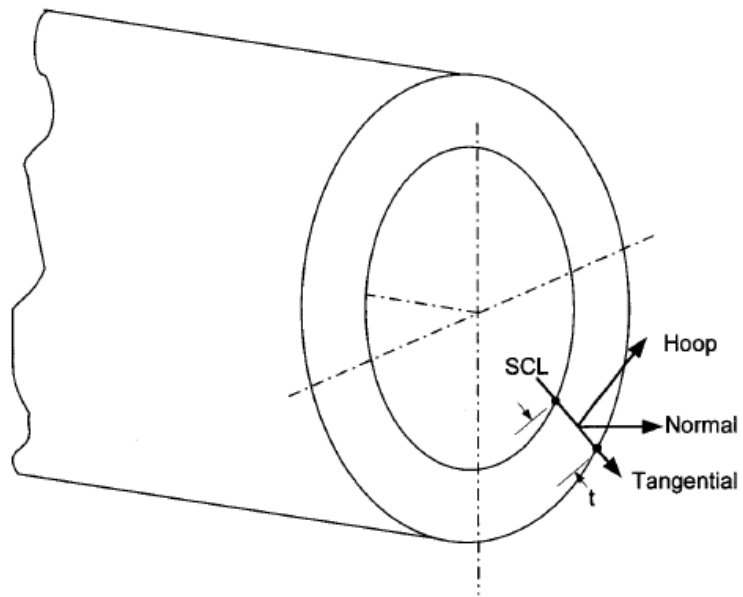
Primary stress:	Normal stress o shear stress generato dai carichi imposti necessario per soddisfare le leggi di equilibrio di forze e momenti esterni e interni. Può essere generale o locale. Esempi: -general membrane stress in un contenitore cilindrico o sferico dovuto a pressione interna o a carichi distribuiti attivi. -flessione al centro di un piatto dovuta alla pressione.
Secondary stress:	Normal stress o shear stress generato in prossimità di vincoli o da effetti di congruenza della struttura. Esempi: -general thermal stress. -flessione in prossimità di una grossa discontinuità strutturale
Stress categories:	P_m : general primary membrane stress P_L : local primary membrane stress P_b : primary bending stress (sforzo di flessione primario) Q : secondary stress F : peak stress
Peak stress:	Stress che non causa una distorsione visibile ma che in futuro può essere origine di fragilità o rotture per fatica.
Stress intensity:	È definita come: $2 \cdot (\text{max shear stress})$ o come la differenza algebrica tra il maggiore sforzo principale e il minore in un punto.
Su:	Sollecitazione di rottura del materiale in esame
Sy:	Sollecitazione di snervamento del materiale in esame

Per linearizzazione s'intende la rielaborazione degli sforzi al fine di separare la parte costante dello sforzo (membranale) da quella variabile (membranale + bending). Gli sforzi di Membrane e Bending sono sviluppati sulla sezione dello spessore del componente. Queste sezioni sono chiamate PIANI DI CLASSIFICAZIONE DEGLI SFORZI(SCPs). In una geometria planare una STRESS CLASSIFICATION LINE

(SCL) si ottiene riducendo due zone opposte di una SCP in una linea infinitesimale

(Figura 67

Figura 68



(a) SCL Orientation, Three-Dimensional Model

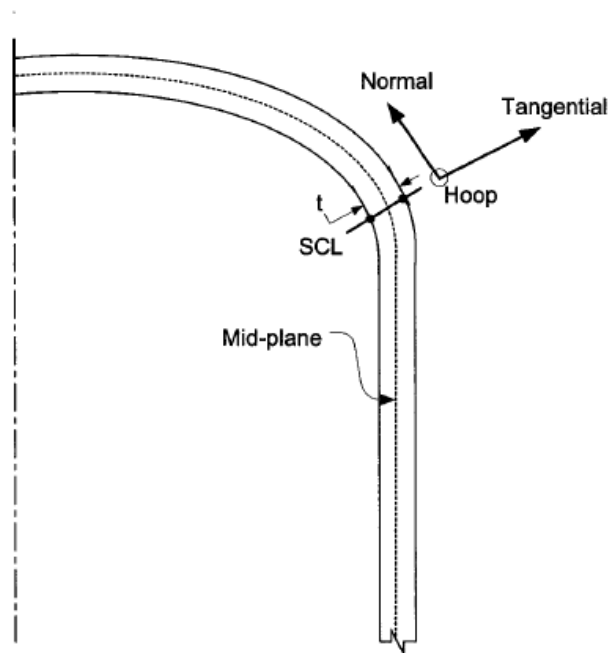


Figura 67

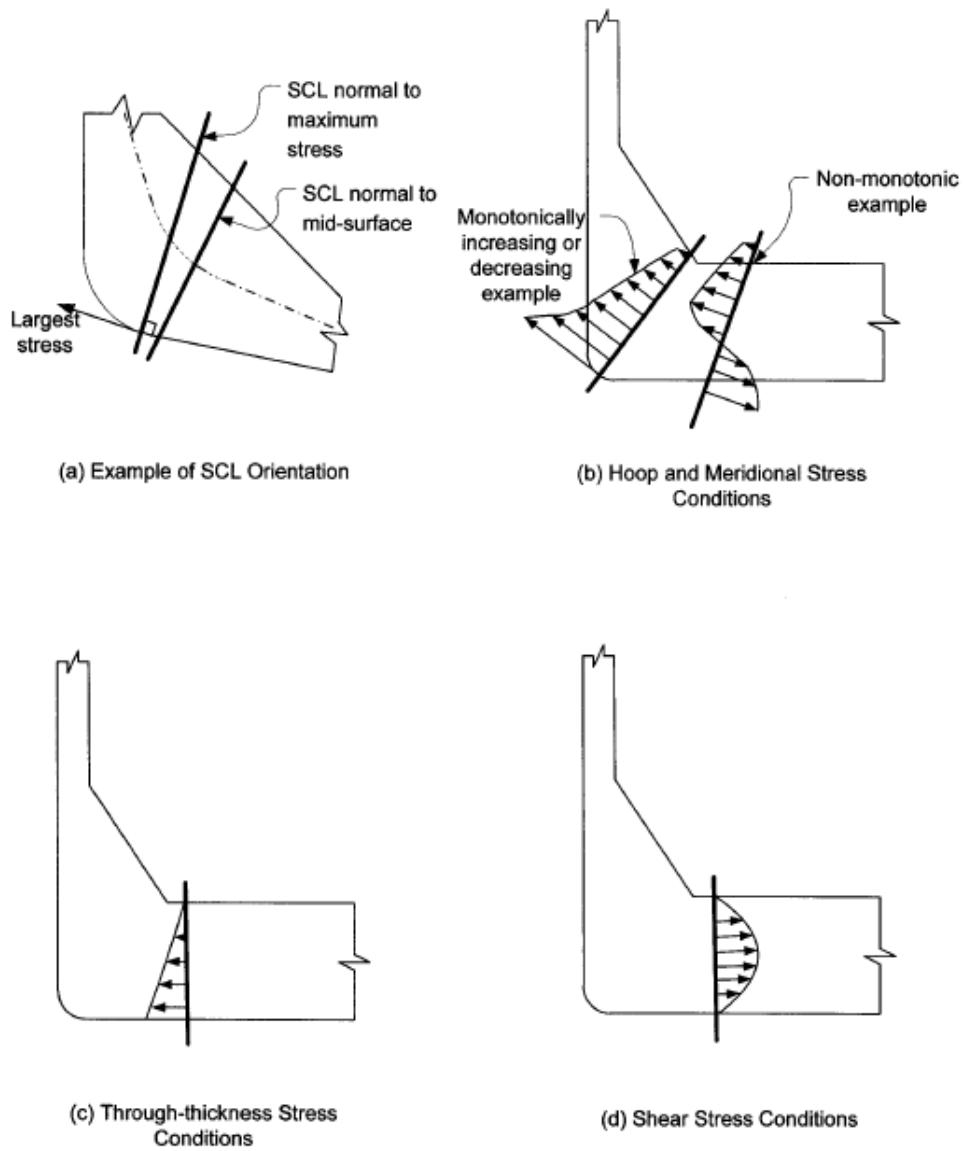


Figure 68

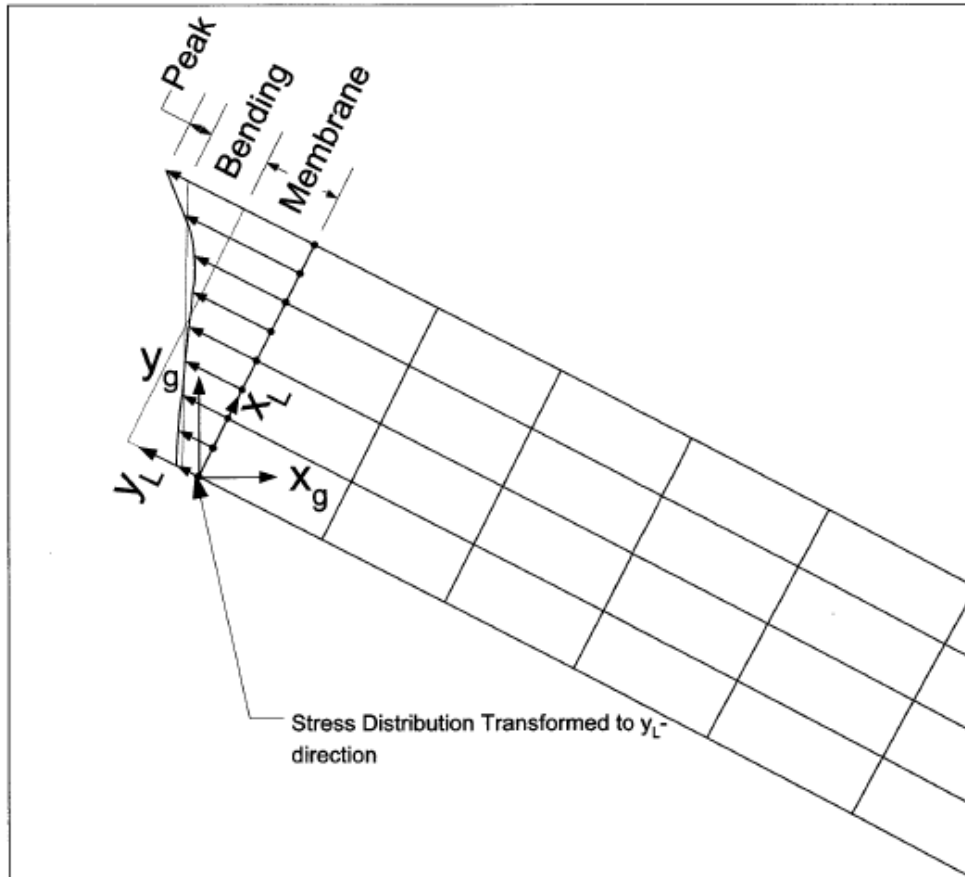


Figura 69

I recipienti in pressione contengono discontinuità strutturali che comportano bruschi cambiamenti di geometria, materiale e carico. Queste sono tipicamente le zone in cui si possono sviluppare concentrazioni di sforzo o picchi.

Bisogna quindi scegliere in modo opportuno le superfici e le linee di linearizzazione in modo da poter confrontare il valore dello sforzo con lo sforzo limite elastico del materiale.

Per poter effettuare la linearizzazione bisogna scegliere le SCL in modo che siano normali alla linea di stress di massimo sforzo oppure, nel caso in cui sia

difficile da determinare, possiamo orientarla in modo che sia normale alla superficie media.

Sulla normativa ASME sono riportate le formule per ricavare le componenti. Lo sforzo membranale si ottiene come il valor medio di ogni componente del tensore lungo la SCL:

$$\sigma_{ij,m} = \frac{1}{t} \int_0^t \sigma_{ij} dx$$

Lo sforzo flessionale è la variazione lineare di ogni componente del tensore lungo la SCL:

$$\sigma_{ij,b} = \frac{6}{t^2} \int_0^t \sigma_{ij} \left(\frac{t}{2} - x \right) dx$$

I valori di picco sono i valori massimi che vengono raggiunti nei nodi esterni.

$$\sigma_{ij,F}(x) \Big|_{x=0} = \sigma_{ij}(x) \Big|_{x=0} - (\sigma_{ij,m} + \sigma_{ij,b})$$

$$\sigma_{ij,F}(x) \Big|_{x=t} = \sigma_{ij}(x) \Big|_{x=t} - (\sigma_{ij,m} - \sigma_{ij,b})$$

i, j rappresentano le righe e le colonne del tensore degli sforzi, m significa membranale, b significa flessionale e t rappresenta la lunghezza della SCL considerata.

Si calcolano ora gli sforzi principali ai capi della SCL in questione, ricavati dal tensore membranale e dal tensore membranale + flessionale, e quindi gli sforzi equivalenti tramite la formula di von Mises:

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}}{\sqrt{2}}$$

A questo punto si ottengono i due risultati attesi, ossia

-sforzo membranale equivalente

-sforzo membranale + flessionale equivalente

Quest'operazione viene effettuata utilizzando un programma interno, Linear Ansys, che permette, a partire dalla localizzazione dei nodi d'interesse, di calcolare le componenti di sforzo che m'interessano.

Una volta effettuata la linearizzazione, si confrontano questi valori con quelli di riferimento secondo la classificazione della normativa ASME VIII div.2 Ed.2010

(Figura 70

Stress Category	Primary			Secondary Membrane plus Bending	Peak
	General Membrane	Local Membrane	Bending		
Description (For examples, see Table 5.2)	Average primary stress across any solid section. Excludes discontinuities and concentrations. Produced only by mechanical loads.	Average stress across any solid section. Considers discontinuities but not concentrations. Produced only by mechanical loads.	Component of primary stress proportional to distance from centroid of solid section. Excludes discontinuities and concentrations. Produced only by mechanical loads.	Self-equilibrating stress necessary to satisfy continuity of structure. Occurs at structural discontinuities. Can be caused by mechanical load or by differential thermal expansion. Excludes local stress concentrations.	<ol style="list-style-type: none"> Increment added to primary or secondary stress by a concentration (notch). Certain thermal stresses which may cause fatigue but not distortion of vessel shape.
Symbol	P_m	P_L	P_b	Q	F

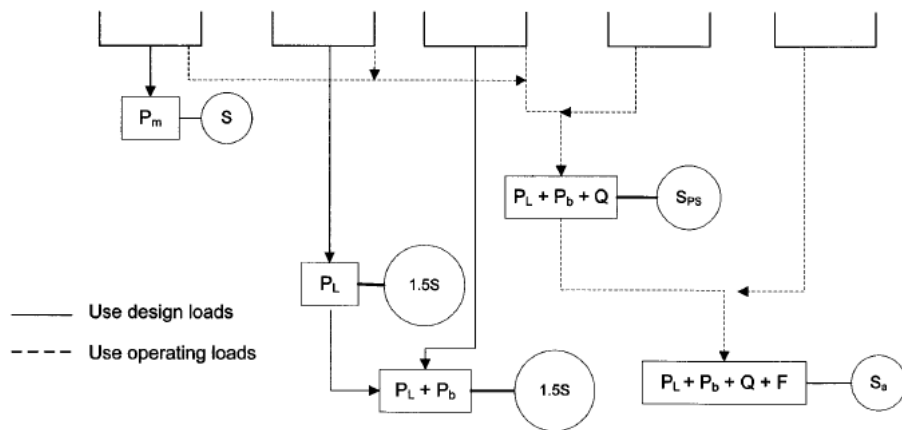


Figure 5.1
Stress Categories and Limits of Equivalent Stress

Figura 70

I risultati sono stati valutati e classificati come segue.

Le seguenti immagini indicano le zone che sono state considerate per la linearizzazione.

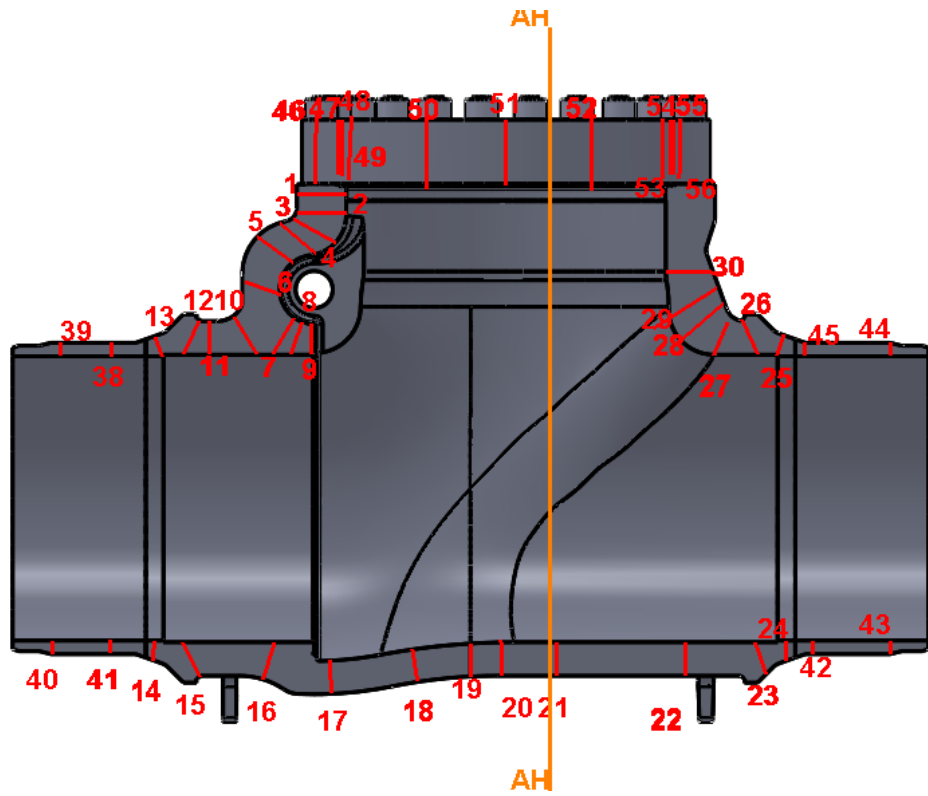


Figura 71-Zone linearizzazione corpo

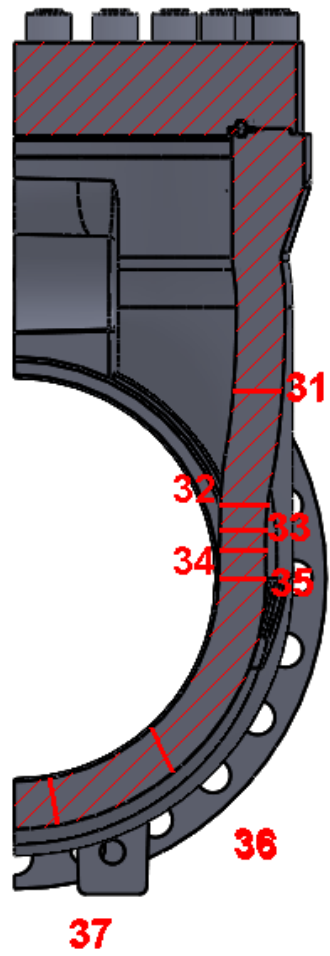


Figura 72-Zone linearizzazione corpo sezione frontale

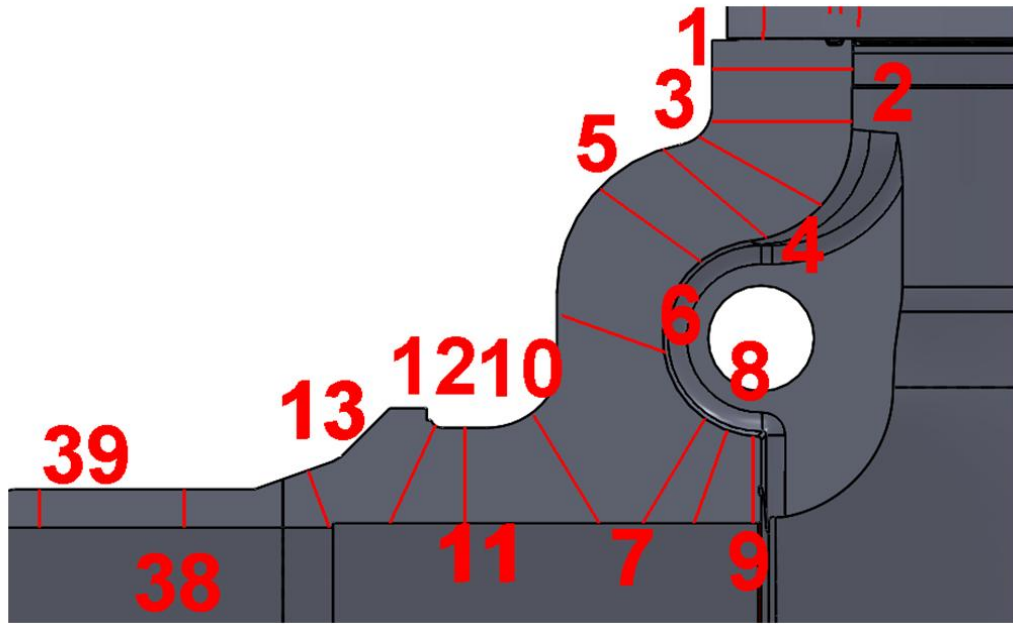


Figura 73-Zoom zona linearizzazione corpo

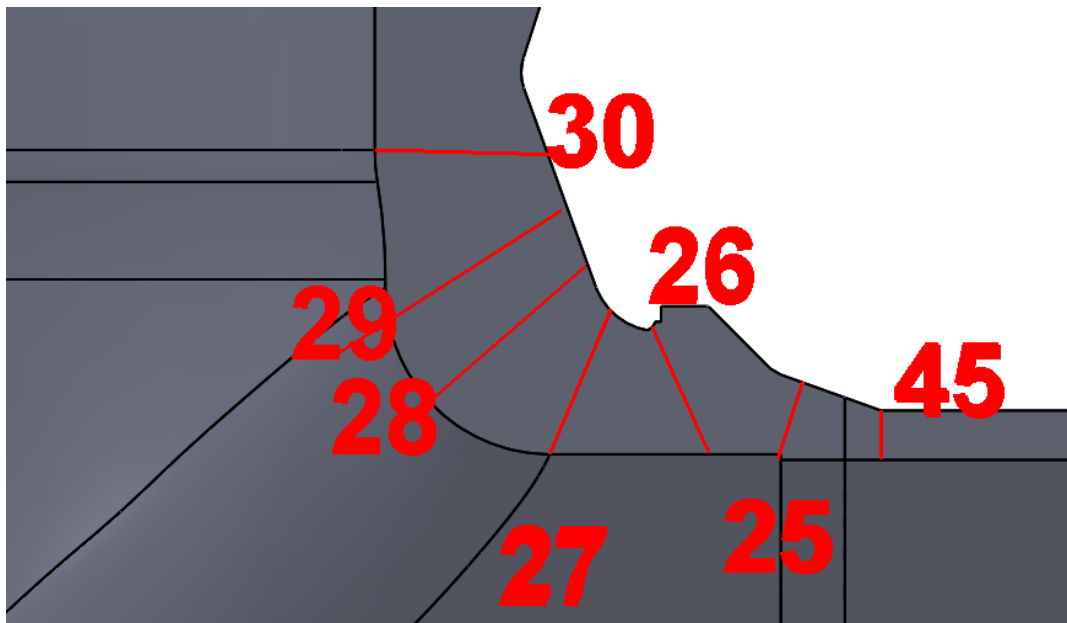


Figura 74-Zoom zona linearizzazione corpo

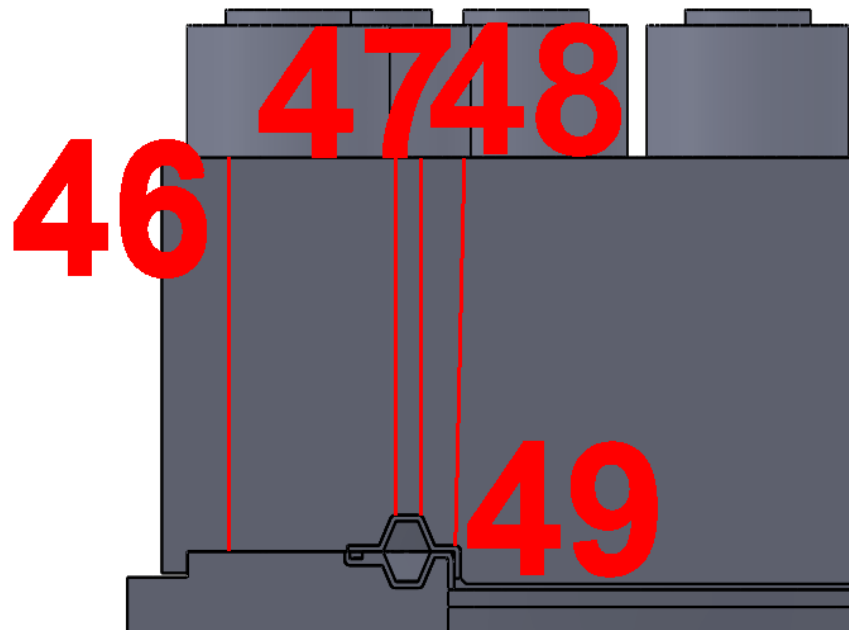


Figura 75-Zoom zona linearizzazione coperchio

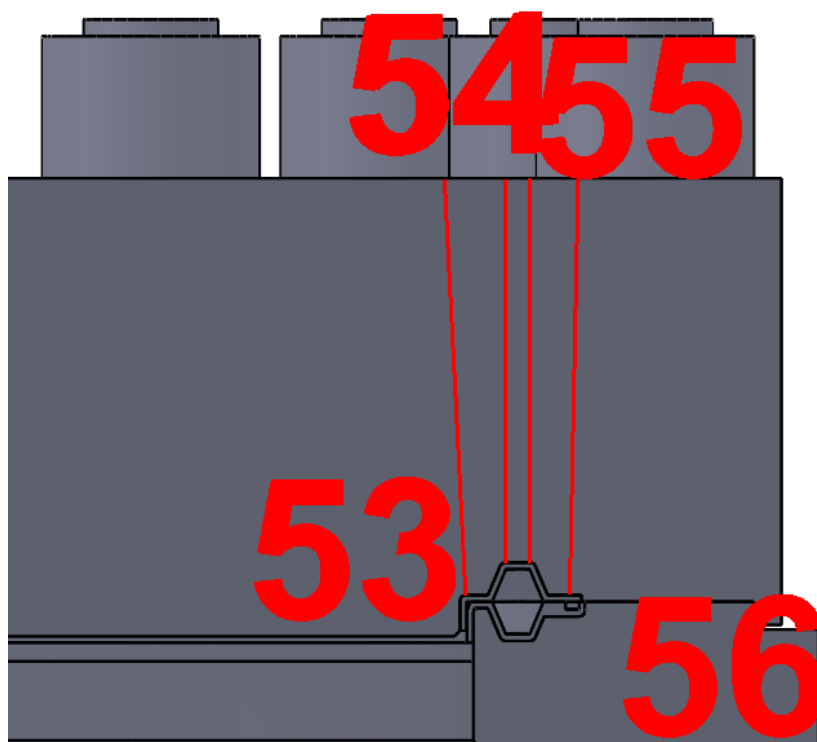


Figura 76-Zoom zona linearizzazione coperchio

Di seguito vengono riassunti in tabella i risultati delle zone più sollecitate e vengono confrontate con i valori di riferimento indicati dalla normativa. Tutti i valori sono in MPa.

In **APPENDICE A** vengono riportati tutti i valori delle sezioni.

1.12.1 BODY

$S_{y20} = 276$ MPa
 $S_{20} = 184$ MPa

$ST_{20} = 262.2$ MPa
 $S_{65} = 172.67$ MPa

Caso C1: Hydrostatic shell test								
Section	Membrane	Classification	Limit	Limit value	Membrane +bending	Classification	Limit	Limit value
8	375.7	Q	No limit		476.0	P_m+P_b+Q	No limit	
9	421.6	Q	No limit		524.4	P_m+P_b+Q	No limit	
28	232.5	P_m	ST_{20}	262.2	473.7	P_m+P_b+Q	No limit	
Caso C2 Operating open								
Section	Membrane	Classification	Limit	Limit value	Membrane +bending	Classification	Limit	Limit value
8	253.5	Q	$3 \cdot S_{65}$	518	320.5	P_m+P_b+Q	$3 \cdot S_{65}$	518
9	284.9	Q	$3 \cdot S_{65}$	518	354	P_m+P_b+Q	$3 \cdot S_{65}$	518
28	156.8	P_m	S_{65}	$\frac{172.6}{7}$	319	P_m+P_b+Q	$3 \cdot S_{65}$	518
Caso C3 Operating open+external loads								
Section	Membrane	Classification	Limit	Limit value	Membrane +bending	Classification	Limit	Limit value
8	260.7	Q	$3 \cdot S_{65}$	518	329.3	P_m+P_b+Q	$3 \cdot S_{65}$	518
9	294.5	Q	$3 \cdot S_{65}$	518	363.3	P_m+P_b+Q	$3 \cdot S_{65}$	518
28	160.9	P_m	S_{65}	$\frac{172.6}{7}$	337.6	P_m+P_b+Q	$3 \cdot S_{65}$	518
Caso C4 External loads								
Section	Membrane	Classification	Limit	Limit value	Membrane +bending	Classification	Limit	Limit value
1	29.9	P_m	S_{65}	$\frac{172.6}{7}$	97.2	P_m+P_b+Q	$3 \cdot S_{65}$	518
33	40.4	P_m	S_{65}	$\frac{172.6}{7}$	59.1	P_m+P_b+Q	$3 \cdot S_{65}$	518
Caso C5 Operating open+bending S_y								
Section	Membrane	Classification	Limit	Limit value	Membrane +bending	Classification	Limit	Limit value
14	209.5	P_m	S_{65}	$\frac{172.6}{7}$	256.7	P_m+P_b+Q	$3 \cdot S_{65}$	518

25	255.8	P_L	$1.5 \cdot S_5$	259	245.1	P_m+P_b+Q	$3 \cdot S_{65}$	518
----	-------	-------	-----------------	-----	-------	-------------	------------------	-----

Tabella 5

1.12.2 BONNET

$S_{y20} = 248$ MPa

$ST_{20} = 235.6$ MPa

$S_{20} = 165.3$ MPa

$S_{65} = 155.3$ MPa

Caso C1 Hydrostatic shell test								
Section	Membrane	Classification	Limit	Limit value	Membrane +bending	Classification	Limit	Limit value
55	75	P_m	ST_{20}	235.6	70.9	P_m+P_b	$1.5 \cdot ST_{20}$	353.4
51	22.2	P_m	ST_{20}	235.6	221.0	P_m+P_b	$1.5 \cdot ST_{20}$	353.4
Caso C2 Operating open								
Section	Membrane	Classification	Limit	Limit value	Membrane +bending	Classification	Limit	Limit value
51	14.6	P_m	S_{65}	155.3	160.8	P_m+P_b	$1.5 \cdot S_{65}$	233
56	67.9	P_m	S_{65}	155.3	52.7	P_m+P_b	$1.5 \cdot S_{65}$	233
Caso C3 Operating open+external loads								
Section	Membrane	Classification	Limit	Limit value	Membrane +bending	Classification	Limit	Limit value
51	15.4	P_m	S_{65}	155.3	160.1	P_m+P_b	$1.5 \cdot S_{65}$	233
56	68.4	P_m	S_{65}	155.3	52.7	P_m+P_b	$1.5 \cdot S_{65}$	233
Caso C4 External loads								
Section	Membrane	Classification	Limit	Limit value	Membrane +bending	Classification	Limit	Limit value
54	53.5	P_m	S_{65}	155.3	68.7	P_m+P_b	$1.5 \cdot S_{65}$	233
56	77.7	P_m	S_{65}	155.3	54.8	P_m+P_b	$1.5 \cdot S_{65}$	233
Caso C5 Operating open+bending S_y								
Section	Membrane	Classification	Limit	Limit value	Membrane +bending	Classification	Limit	Limit value
51	19.3	P_m	S_{65}	155.3	158.4	P_m+P_b	$1.5 \cdot S_{65}$	233
56	69.4	P_m	S_{65}	155.3	63.4	P_m+P_b	$1.5 \cdot S_{65}$	233

Tabella 6

All results are within the applicable limits

1.12.3 PUP PIECE

$S_{y20} = 450 \text{ MPa}$
 $S_{20} = 220.8 \text{ MPa}$

$ST_{20} = 427.5 \text{ MPa}$
 $S_{65} = 220.8 \text{ MPa}$

Caso C1 Hydrostatic shell test								
Section	Membrane	Classification	Limit	Limit value	Membrane +bending	Classification	Limit	Limit value
43	241.2	P_m	ST_{20}	427.5	279.3	P_m+P_b+Q	No limit	
Caso C2 Operating open								
Section	Membrane	Classification	Limit	Limit value	Membrane +bending	Classification	Limit	Limit value
43	160.8	P_m	S_{65}	220.8	186.2	P_m+P_b+Q	$3 \cdot S_{65}$	662.5
44	159.5	P_m	S_{65}	220.8	201.2	P_m+P_b+Q	$3 \cdot S_{65}$	662.5
Caso C3 Operating open+external loads								
Section	Membrane	Classification	Limit	Limit value	Membrane +bending	Classification	Limit	Limit value
42	172.5	P_m	S_{65}	220.8	180	P_m+P_b+Q	$3 \cdot S_{65}$	662.5
43	172.4	P_m	S_{65}	220.8	206.1	P_m+P_b+Q	$3 \cdot S_{65}$	662.5
Caso C4 External loads								
Section	Membrane	Classification	Limit	Limit value	Membrane +bending	Classification	Limit	Limit value
43	61.3	P_m	S_{65}	220.8	65.4	P_m+P_b+Q	$3 \cdot S_{65}$	662.5
Caso C5 Operating open+bending S_y								
Section	Membrane	Classification	Limit	Limit value	Membrane +bending	Classification	Limit	Limit value
40(*)	409.5				417.8			
45(*)	375.2				486.1			

Tabella 7

1.12.4 BOLTING

$$S_{y20} = 725 \text{ MPa}$$

$$S_{20} = 241.6 \text{ MPa}$$

$$S_{65} = 234 \text{ MPa}$$

Case	Axial stress	*Limit (2·Sm)	Axial + bending stress	*Limit (3·Sm)
	MPa	MPa	MPa	MPa
Caso C1 Hydrostatic shell test	386.4	483.3	399.5	725
Caso C2 Operating open	357.5	468	368.5	702
Caso C3 Operating open+external loads	361.4	468	374.6	702
Caso C4 External loads	344.5	483.3	363.8	725
Caso C5 Operating open+bending Sy	346	468	365.1	702

Tabella 8

L'utilizzo dell'analisi sforzo-deformazione in campo elastico può portare a dei risultati non conservativi per componenti che presentano il rapporto $R/t \leq 4$ dove:

R=raggio normale alla superficie di metà parete a partire dall'asse di rivoluzione.

t= spessore minimo della parete considerata

Questo comporta che il picco di sforzo in quella regione penetra nello spessore della parete per più del 5%.

È necessario allora eseguire un'analisi elasto-plastica del componente in esame e il criterio di verifica è:

$$\varepsilon_{tot} < A$$

Dove:

$$\varepsilon_{tot} = \varepsilon_{elastica} + \varepsilon_{plastica}$$

A=% dell'allungamento del materiale al di sotto della quale non si ha collasso della struttura.

Vengono quindi analizzati il corpo e il coperchio per verificare se è necessaria fare un'analisi di questo tipo.

1.12.5 Verifica analisi non lineare BODY

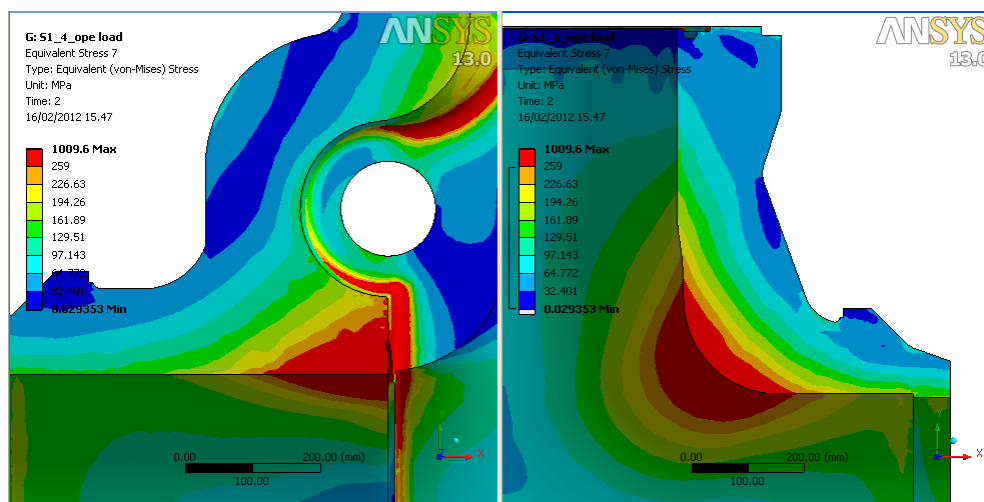


Figura 77-Caso C3 Operating open+external loads

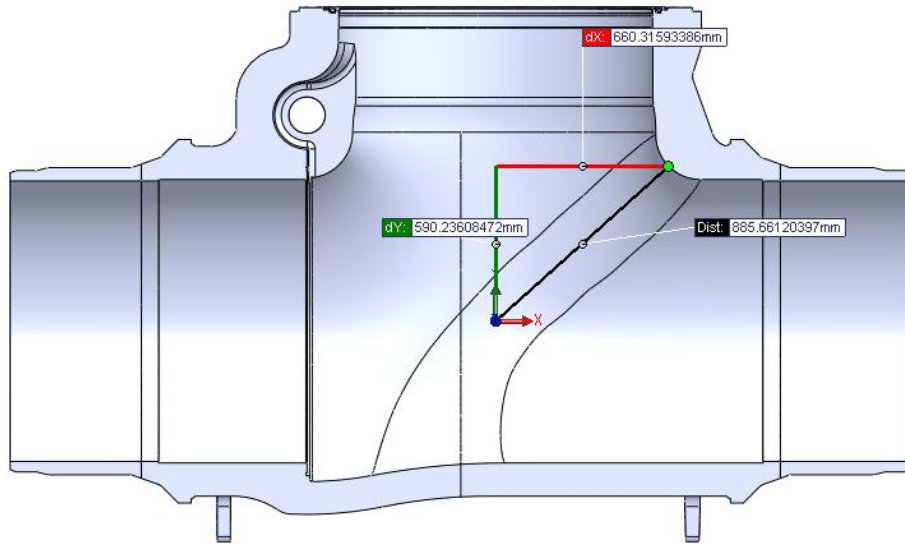


Figura 78
Dove R=660.3 mm

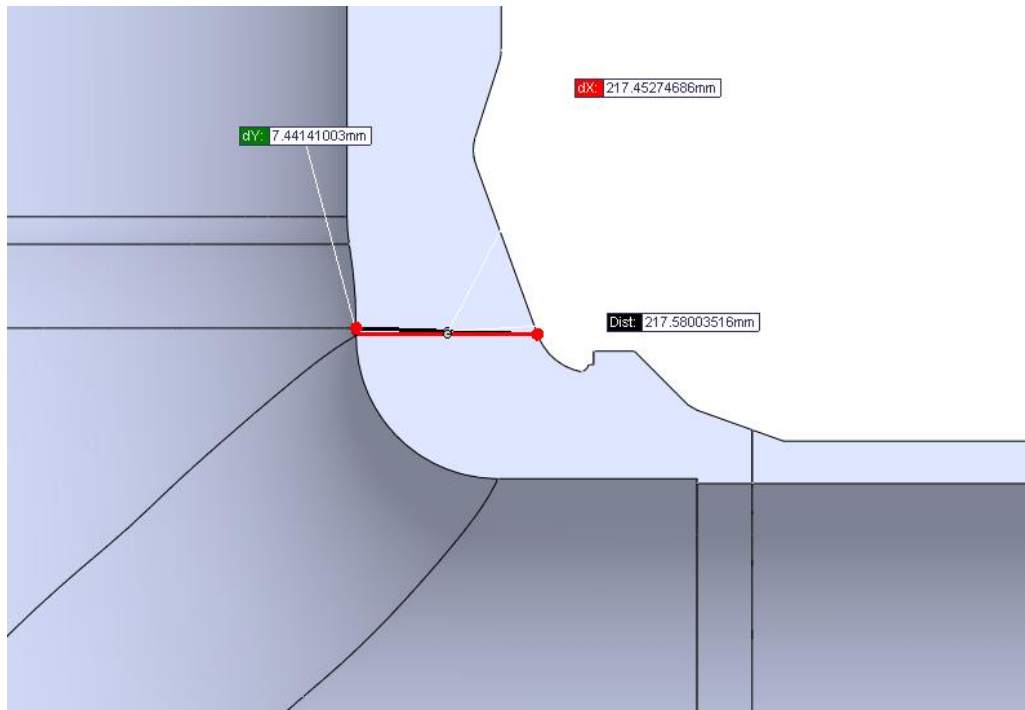


Figura 79
dove t=217.45 mm

$$\frac{R}{t} = \frac{660.3mm}{217.48mm} = 3.036 \leq 4$$

È quindi necessaria un'analisi elasto-plastica del corpo.

1.12.6 Verifica analisi non lineare coperchio

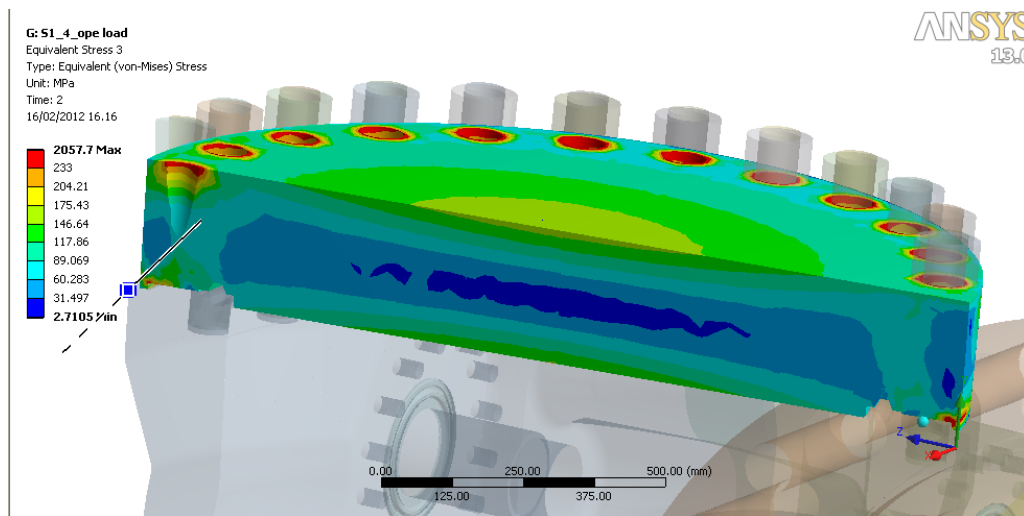


Figura 80-Caso C3 Operating open+external loads

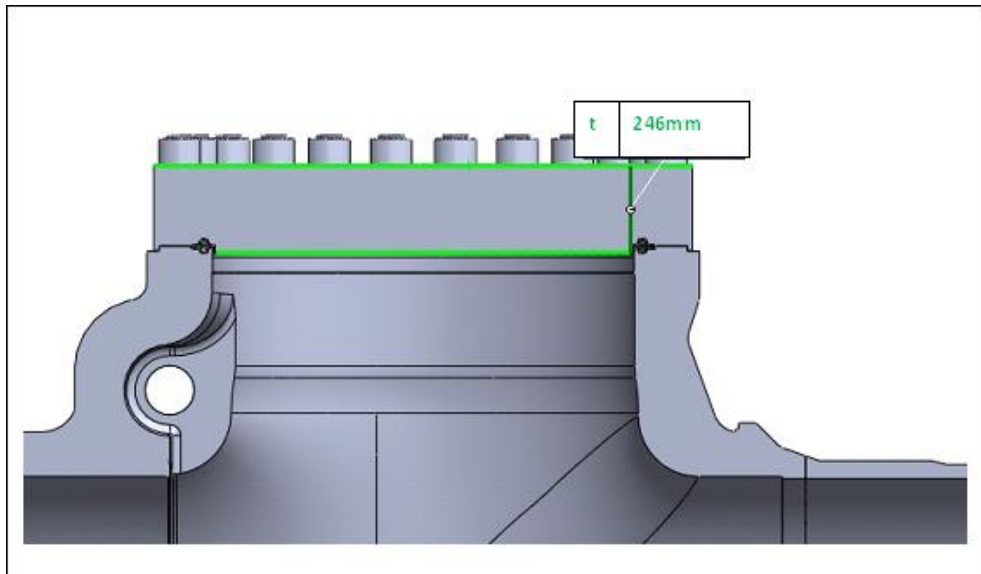


Figura 81

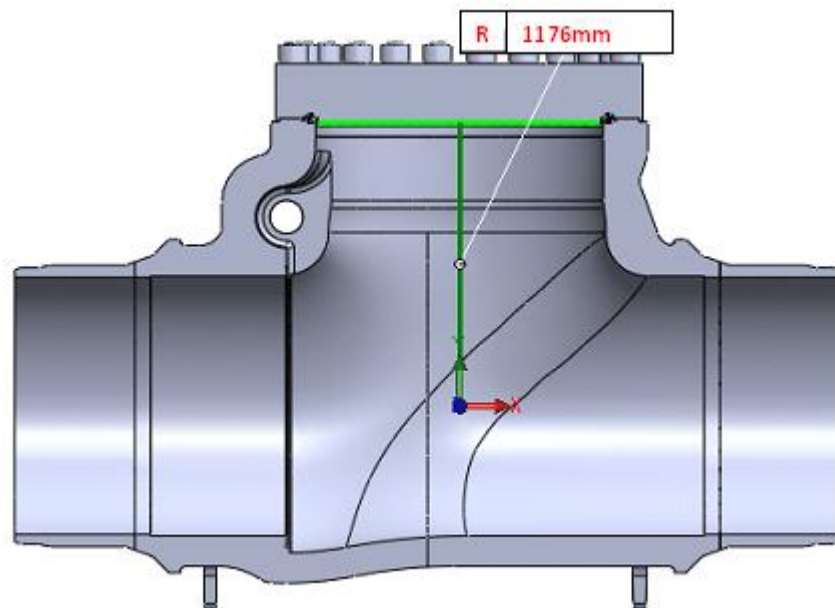


Figura 82

$$\frac{R}{t} = \frac{1176mm}{246mm} = 4.7 \geq 4$$

In questo caso invece non è necessario.

1.13 Analisi elasto-plastica corpo valvola

Per effettuare questo tipo di analisi è necessario costruire la curva sforzo-deformazione del materiale preso in esame.

Le caratteristiche del materiale del corpo valvola sono:

- The material yield (at design temperature):
 $S_{y_{65_body}} = \mathbf{259}$ MPa
- Young's modulus (at design temperature):
 $E_{65_body} = \mathbf{199866}$ MPa
- Tangent modulus (at design temperature):
 Viene calcolato secondo normativa per creare una curva bilineare

Factor A = 0.1

Factor B = 138 MPa with min 260 MPa yield strength and for 150°C and less

The tangent modulus according ASME VIII Div 2 *para 3.D.5.2* is:

$$E_{t_{65}} = \frac{2 \cdot B}{A} = 2760 \text{ MPa}$$

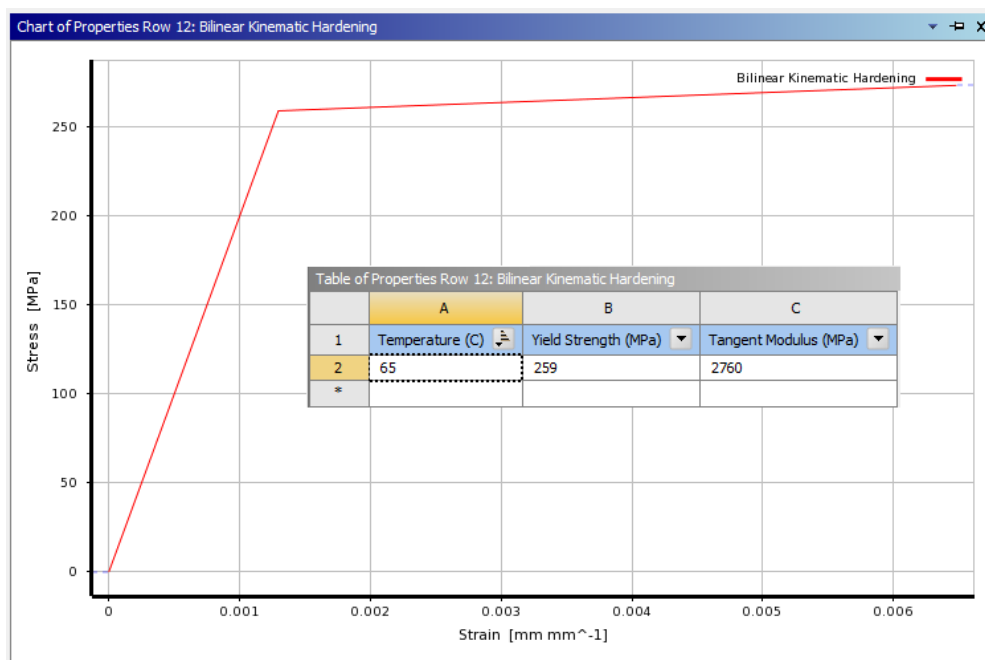


Figura 83

Viene quindi inserita la curva del materiale nel programma ed assegnata all'elemento in esame.

La normativa indica i casi da analizzare per una verifica non lineare, e risultano i seguenti casi:

Global criteria 1:

$$2.4 \cdot (P + P_s + D)$$

Global criteria 2:

$$2.1 \cdot (P + P_s + D + T) + 2.7 \cdot L + 0.86 \cdot S_s = 2.1 \cdot P + 2.7 \cdot L$$

P = pressione nominale = 15.51 MPa

P_s = carico statico = 0

D = peso: negligibile

T = carico termico = 0

L = forze esterne= forza assiale (F) e momento (M)

S_s = carico neve = 0

W = carico vento = 0

E = terremoto = 0

Questi carichi sono stati applicati ai seguenti casi:

Global criteria	Case	Description
Global criteria 1	C2	Caso C2 Operating open
Global criteria 2	C3	Caso C3 Operating open+external loads
Global criteria 2	C5	Caso C5 Operating open+bending Sy

Tabella 9

Dall'analisi svolta risulta che la struttura non collassa confermato anche dall'analisi della deformazione massima che risulta essere inferiore all'allungamento massimo del materiale.

Case		Equivalent plastic strain	Equivalent elastic strain	Total equivalent strain	Material elongation
Global criteria 1	Caso C2 Operating open (C2)	0.067142	0.0022	6.9%	22%
Global criteria 2	Caso C3 Operating open+external loads (C3)	0.075291	0.010534	8.58%	22%
Global criteria 2	Caso C5 Operating open+bending Sy (C5)	0.16644	0.0036227	17%	22%

Tabella 10

1.13.1 EQUIVALENT STRESS PLOTS

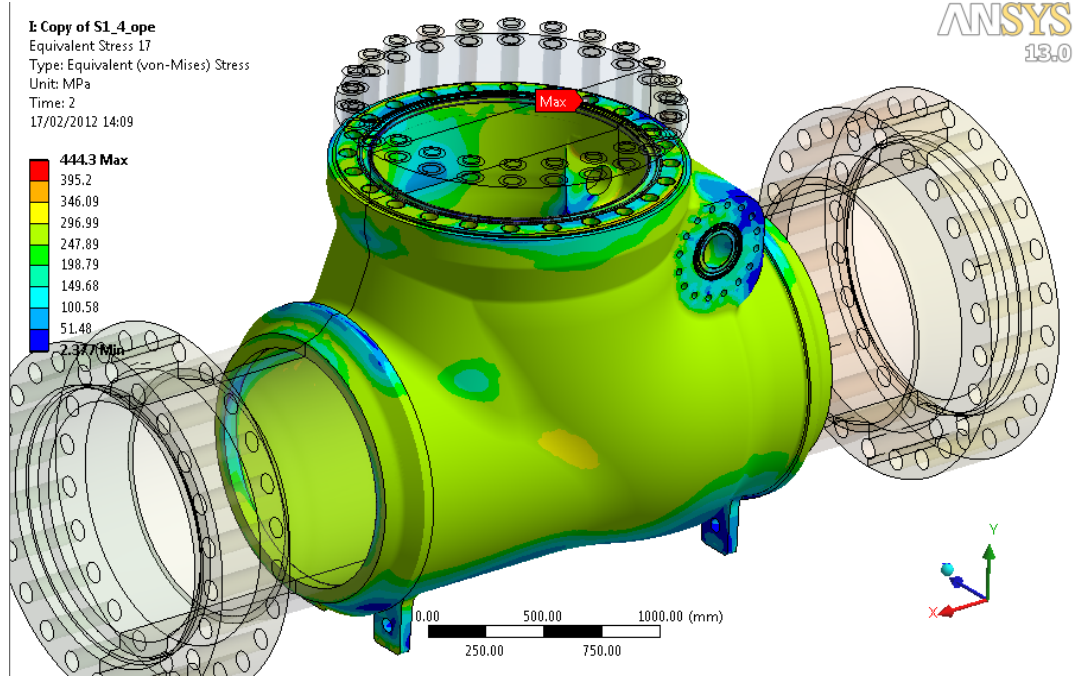


Figura 84-Global criteria 1 Caso C2 Operating open

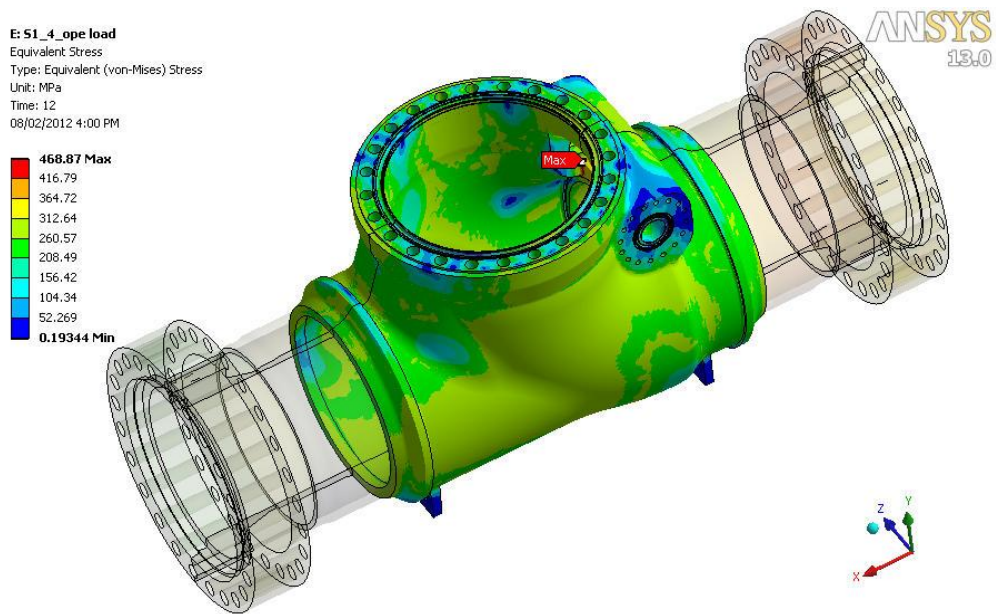


Figura 85-Global criteria 2 Caso C3 Operating open+external loads

D: S1_4_opeSy
 Equivalent Stress 6
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 12
 09/02/2012 9:38 AM

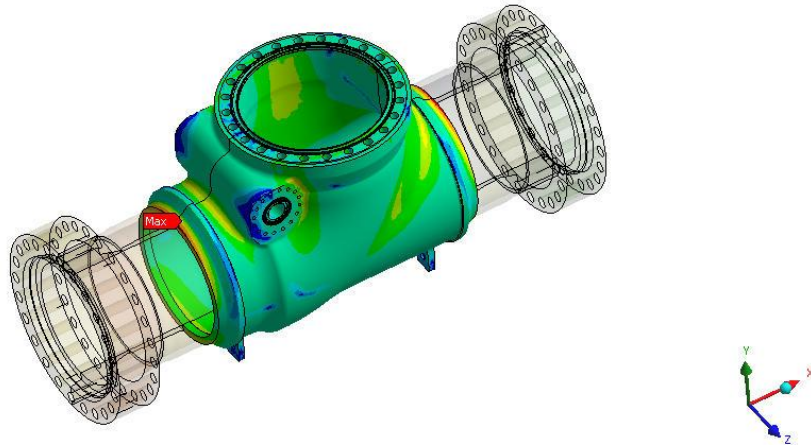
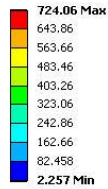


Figura 86- Global criteria 1 Caso C5 Operating open+bending Sy

1.13.2 EQUIVALENT PLASTIC STRAIN PLOTS

I: Copy of S1_4_ope
 Equivalent Plastic Strain
 Type: Equivalent Plastic Strain
 Unit: mm/mm
 Time: 2
 17/02/2012 11:19

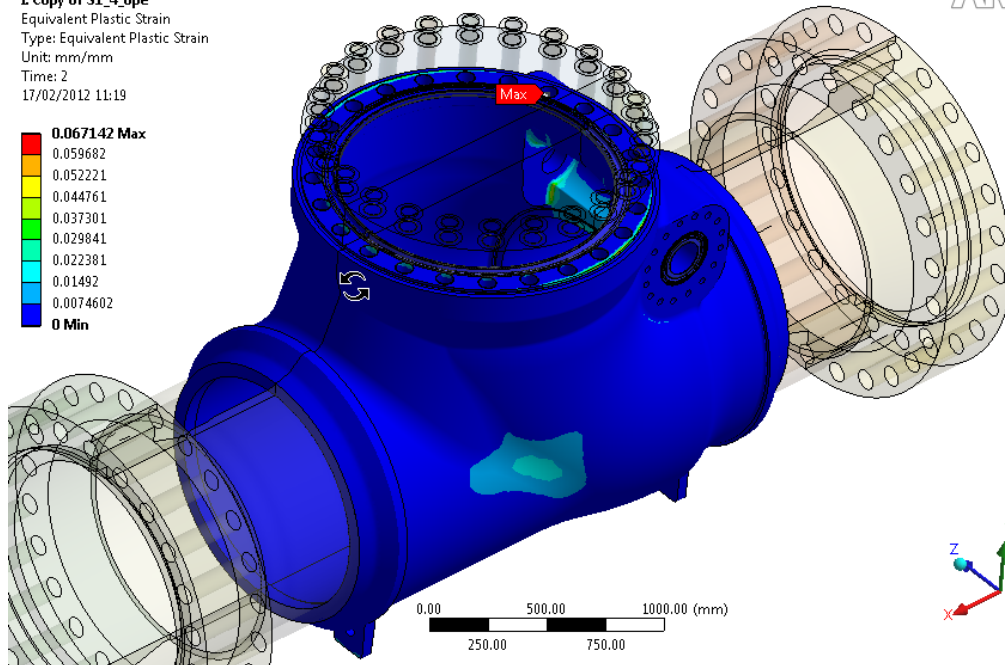
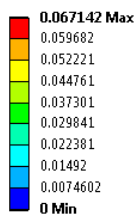


Figura 87-Global criteria 1 Caso C2 Operating open

E: 51_4_ope load
Equivalent Plastic Strain
Type: Equivalent Plastic Strain
Unit: mm/mm
Time: 12
06/02/2012 3:26 PM

ANSYS
13.0

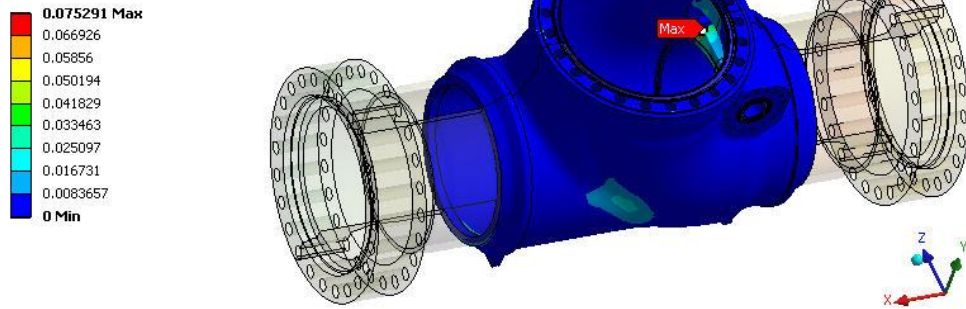


Figura 88-Global criteria 2 Caso C3 Operating open+external loads

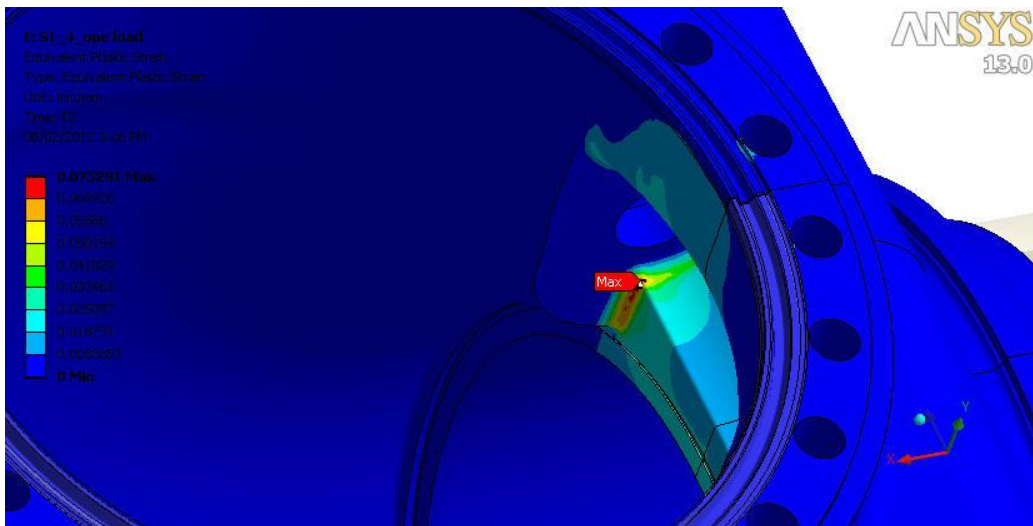


Figura 89-Global criteria 2 Caso C3 Operating open+external loads

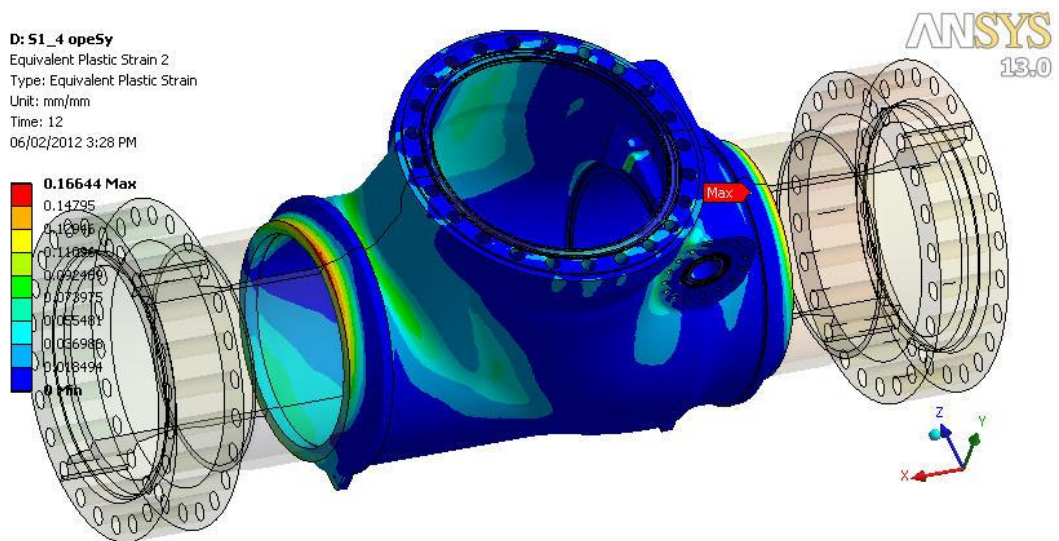


Figura 90-Global criteria 2 Caso C5 Operating open+bending Sy

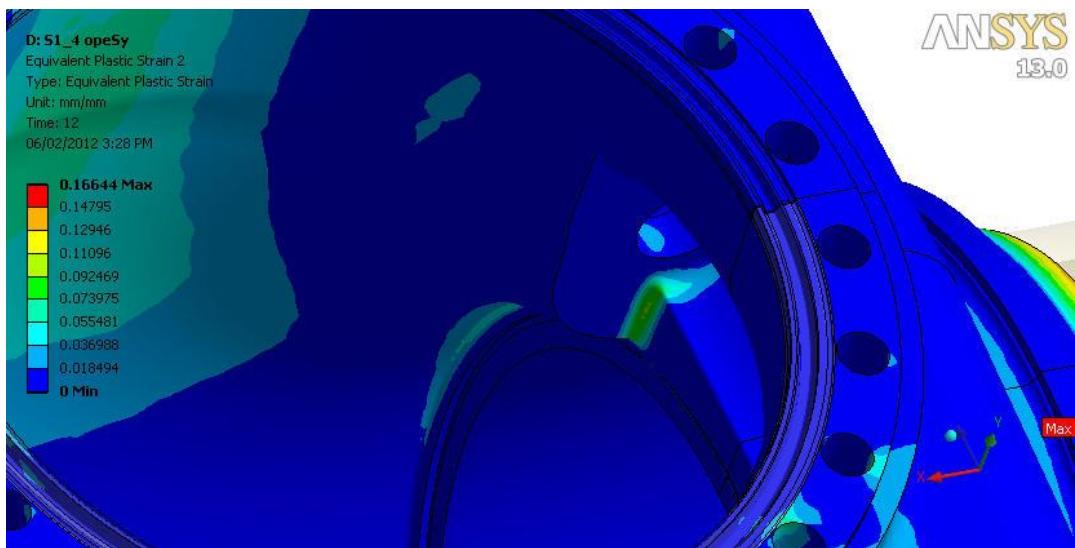


Figura 91-Global criteria 2 Caso C5 Operating open+bending Sy

1.13.3 EQUIVALENT ELASTIC STRAIN PLOTS

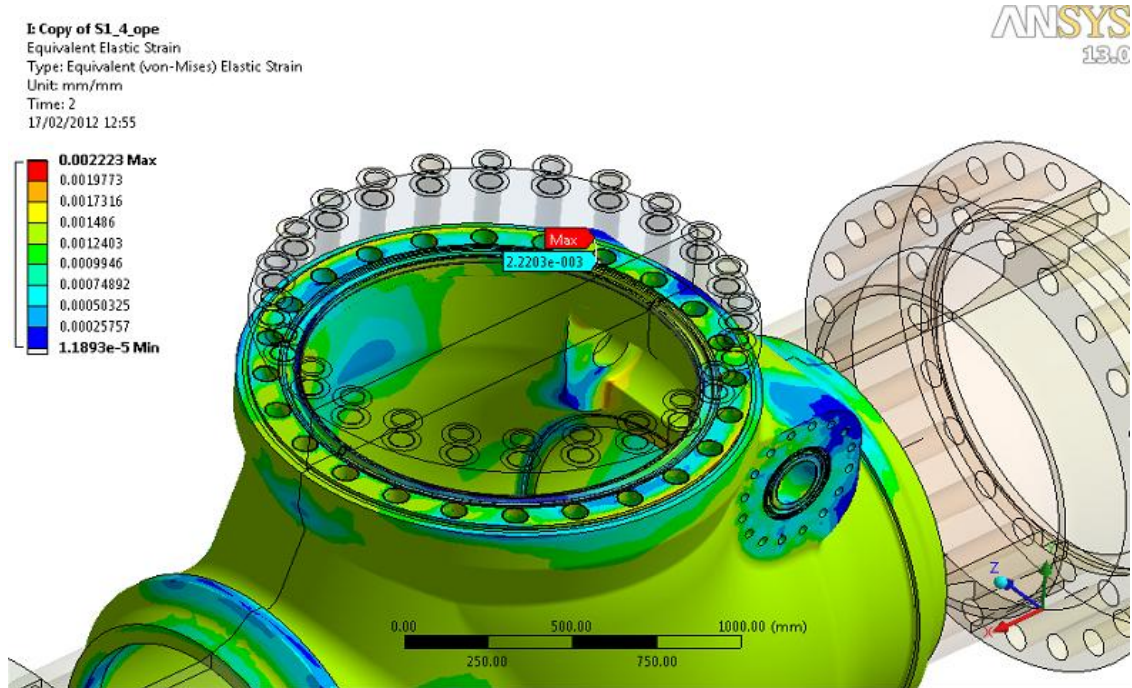


Figura 92-Global criteria 1 Caso C2 Operating open

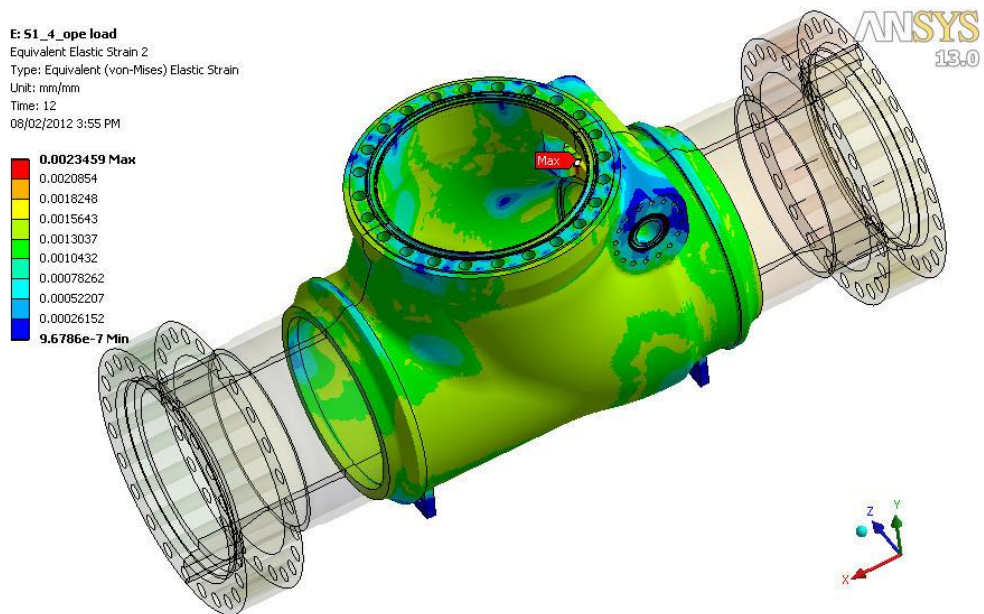


Figura 93-Global criteria 2 Caso C3 Operating open+external loads

D: 51_4 ope5y
Equivalent Elastic Strain
Type: Equivalent (von-Mises) Elastic Strain
Unit: mm/mm
Time: 12
08/02/2012 3:57 PM

ANSYS
13.0

0.0036227 Max
0.0032215
0.0028202
0.0024189
0.0020177
0.0016164
0.0012151
0.00081384
0.00041257
1.1293e-5 Min

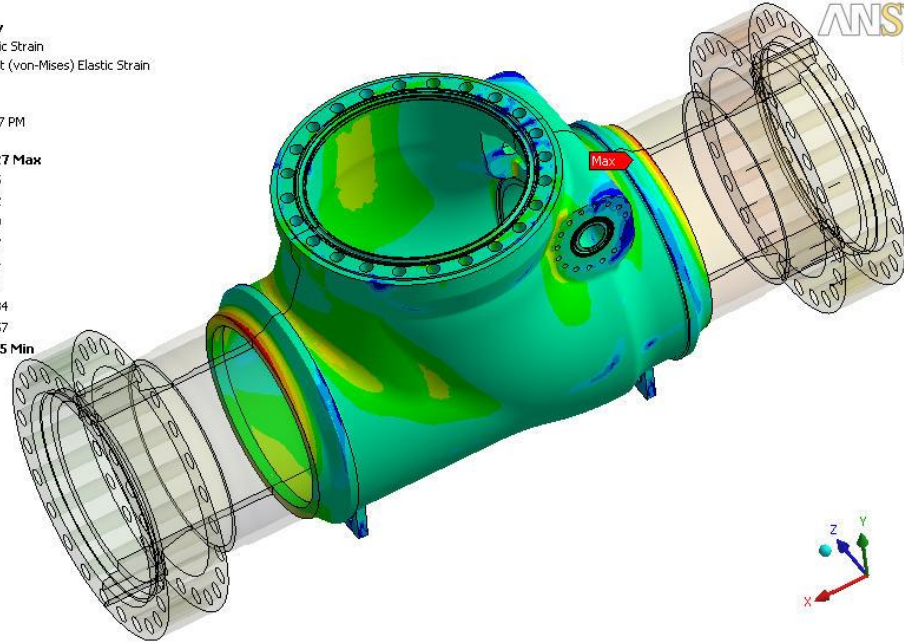


Figura 94-Global criteria 2 Caso C5 Operating open+bending Sy

1.14 Analisi a fatica

Una volta verificata che i carichi sono entro i limiti imposti dalla normativa viene calcolata l'analisi a fatica per verificare il numero di cicli che la valvola è in grado di sopportare.

Viene analizzato esclusivamente il caso C2 in quanto è la condizione di esercizio.

Viene quindi preso il nodo, per ogni componente della valvola, che presenta la maggiore variazione di sforzo, calcolato attraverso il software Ansys.

Viene quindi calcolato lo sforzo alternato che agisce sul componente in questo modo:

$$S_r = SEQV2 - SEQV1$$

Dove:

SEQV1 sforzo membranale più bending allo step 1 (caso pretensionamento)

SEQV2 = sforzo membranale più bending allo step 2 (caso pretensionamento + carichi)

Lo stress equivalente alternato viene calcolato, da normativa, come:

$$S_a = S_r / 2$$

Il calcolo del numero dei cicli viene effettuato attraverso l'utilizzo di un programma in Mathcad che implementa, inserendo modulo elastico del materiale e il valore della sollecitazione alternata, il metodo di calcolo della normativa, come mostrato dalle tabelle.

Dall'esperienza maturata dalla PV il numero di cicli minimo che deve essere garantito risulta essere di 1000 cicli.

1.14.1 Corpo

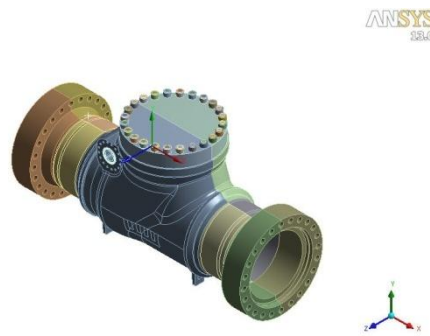


Figura 95

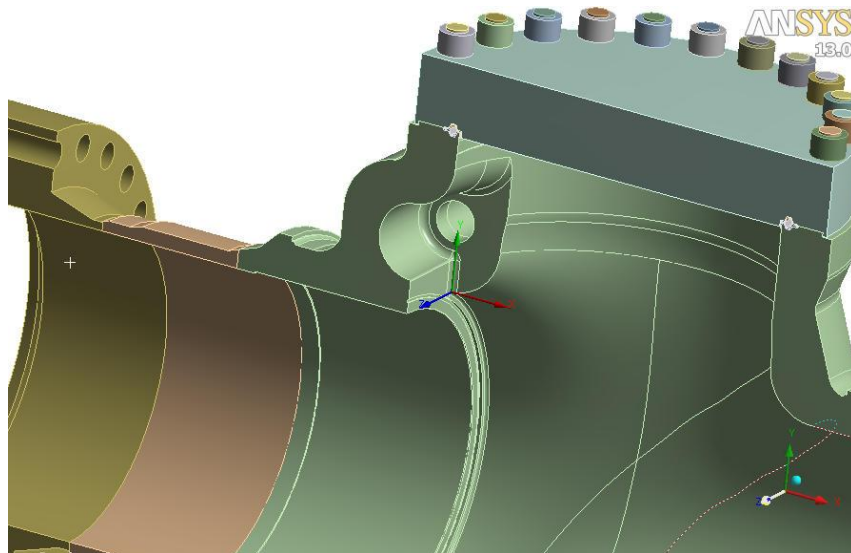


Figura 96

***** ANSYS - ENGINEERING ANALYSIS SYSTEM RELEASE 13.0SP2

ANSYS Multiphysics

00000000 VERSION=WINDOWS x64

NODE	X	Y	Z	SEQV1	SEQV2
------	---	---	---	-------	-------

362575	-704.31	548.46	-269.32	48.508	985.72
--------	---------	--------	---------	--------	--------

$$S_r = SEQV2 - SEQV1 = 985.82 - 48.508 = 937.212 \text{ MPa}$$

$$S_a = S_r / 2 = 937.212 / 2 = 468.606 \text{ MPa}$$

Input: MPa := 10⁶.Pa
 $S_a := 468.606 \text{ MPa}$ alternating equivalent stress
 $E_T := 199866 \text{ MPa}$ modulus of elasticity of the material in temperature

----- calculation -----

from ASME VIII div.2 annex 3.F table 3.F.1

$C_{us} := 6.894757 \text{ MPa}$ conversion factor for units of stress in MPa
 $C_1 := 7.999502$ $C_6 := 0$ $C_{11} := 0$
 $C_2 := 5.832491 \cdot 10^{-2}$ $C_7 := 0$
 $C_3 := 1.500851 \cdot 10^{-1}$ $C_8 := 0$
 $C_4 := 1.273659 \cdot 10^{-4}$ $C_9 := 0$
 $C_5 := -5.263661 \cdot 10^{-5}$ $C_{10} := 0$
 $E_{FC} := 195000 \text{ MPa}$ modulus of elasticity used to establish the design fatigue curve

from ASME VIII div.2 annex 3.F formula 3.F.2

$$Y := \frac{S_a}{C_{us}} \cdot \frac{E_{FC}}{E_T}$$

$$X := \frac{C_1 + C_3 \cdot Y + C_5 \cdot Y^2 + C_7 \cdot Y^3 + C_9 \cdot Y^4 + C_{11} \cdot Y^5}{1 + C_2 \cdot Y + C_4 \cdot Y^2 + C_6 \cdot Y^3 + C_8 \cdot Y^4 + C_{10} \cdot Y^5} \quad X = 3.265$$

design number of cycles:

$$N := 10^X \quad N = 1840$$

$$N_{cf} = 1000$$

Il fatto di utilizzo della valvola (UF) risulta:

$$UF = N_{cf} / N = 0.54 < 1$$

1.14.2 BONNET

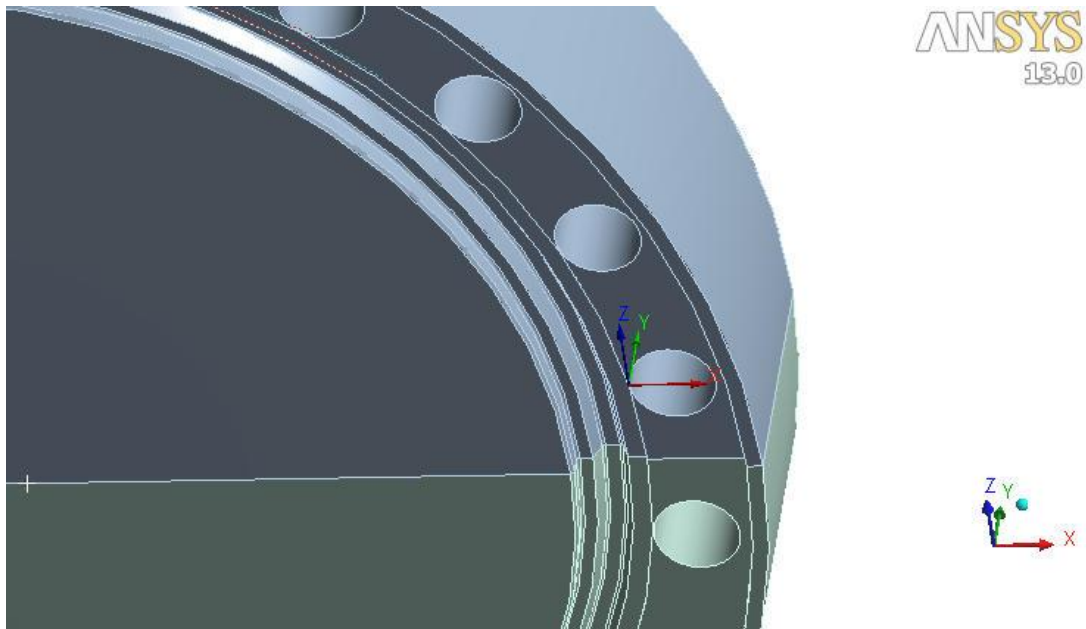


Figura 97

***** ANSYS - ENGINEERING ANALYSIS SYSTEM RELEASE 13.0SP2

ANSYS Multiphysics

00000000 VERSION=WINDOWS x64

NODE	X	Y	Z	SEQV1	SEQV2
22073	650.88	1195.0	89.461	2790	2149.7

$$S_r = SEQV1 - SEQV2 = 2790 - 2149.7 = 640.3 \text{ MPa}$$

$$S_a = S_r / 2 = 640.3 / 2 = 320.15 \text{ MPa}$$

Input: MPa := 10⁶·Pa
 $S_a := 320.15 \text{ MPa}$ alternating equivalent stress
 $E_T := 199866 \text{ MPa}$ modulus of elasticity of the material in temperature

+-----calculation-----

from ASME VIII div.2 annex 3.F table 3.F.1

$C_{us} := 6.894757 \cdot \text{MPa}$ conversion factor for units of stress in MPa

$C_1 := 7.999502$ $C_6 := 0$ $C_{11} := 0$

$C_2 := 5.832491 \cdot 10^{-2}$ $C_7 := 0$

$C_3 := 1.500851 \cdot 10^{-1}$ $C_8 := 0$

$C_4 := 1.273659 \cdot 10^{-4}$ $C_9 := 0$

$C_5 := -5.263661 \cdot 10^{-5}$ $C_{10} := 0$

$E_{FC} := 195000 \text{ MPa}$ modulus of elasticity used to establish the design fatigue curve

from ASME VIII div.2 annex 3.F formula 3.F.2

$$Y := \frac{S_a}{C_{us}} \cdot \frac{E_{FC}}{E_T}$$

$$X := \frac{C_1 + C_3 \cdot Y + C_5 \cdot Y^2 + C_7 \cdot Y^3 + C_9 \cdot Y^4 + C_{11} \cdot Y^5}{1 + C_2 \cdot Y + C_4 \cdot Y^2 + C_6 \cdot Y^3 + C_8 \cdot Y^4 + C_{10} \cdot Y^5} \quad X = 3.763$$

design number of cycles:

$$N := 10^X \quad N = 5798$$

Il fatto di utilizzo della valvola (UF) risulta: $UF = N_{cf} / N = 0.173 < 1$

1.14.3 CLAD

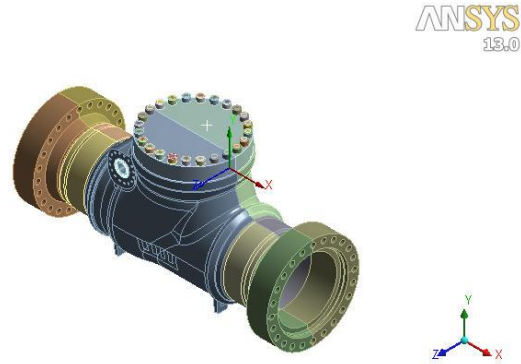


Figura 98

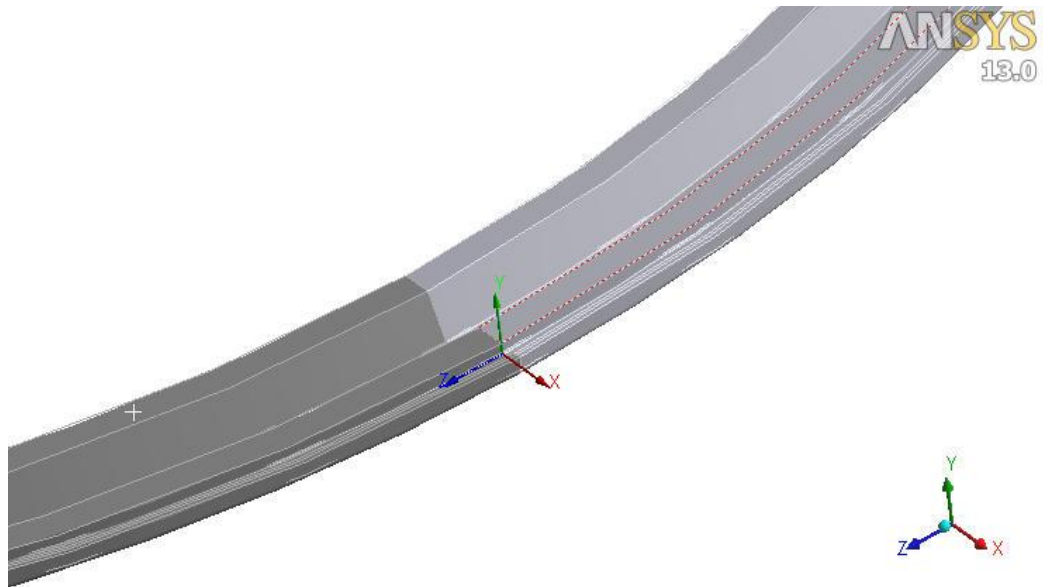


Figura 99

***** ANSYS - ENGINEERING ANALYSIS SYSTEM RELEASE 13.0SP2

ANSYS Multiphysics
00000000 VERSION=WINDOWS x64

NODE	X	Y	Z	SEQV1	SEQV2
296829	648.68	1190.9	0.45297E-11	1474.3	591.79

$$S_r = \text{SEQV1} - \text{SEQV2} = 1474.3 - 591.79 = 882.51 \text{ MPa}$$

$$S_a = S_r / 2 = 882.51 / 2 = 441.255 \text{ MPa}$$

Input:

$$S_a := 441.255 \text{ MPa} \quad \text{alternating equivalent stress}$$

$$E_T := 188867 \text{ MPa} \quad \text{modulus of elasticity of the material in temperature}$$

-----calculation-----

from ASME VIII div.2 annex 3.F table 3.F.3

$$C_{us} := 6.894757 \cdot \text{MPa} \quad \text{conversion factor for units of stress in MPa}$$

$$C_1 := 7.51758875043914 \quad C_6 := 5.26980606334142 \cdot 10^{-6} \quad C_{11} := 4.36470451306334 \cdot 10^{-12}$$

$$C_2 := 6.88459945920227 \cdot 10^{-3} \quad C_7 := 1.13296399893502 \cdot 10^{-5}$$

$$C_3 := -0.117154779858942 \quad C_8 := -1.6930341420237 \cdot 10^{-9} \quad +$$

$$C_4 := -5.344611142276625 \cdot 10^{-4} \quad C_9 := -1.6969066738414 \cdot 10^{-8}$$

$$C_5 := -1.1565691374184 \cdot 10^{-4} \quad C_{10} := -4.75527285553112 \cdot 10^{-12}$$

$$E_{FC} := 195000 \text{ MPa} \quad \text{modulus of elasticity used to establish the design fatigue curve}$$

from ASME VIII div.2 annex 3.F formula 3.F.3

$$Y := \frac{S_a \cdot E_{FC}}{C_{us} \cdot E_T}$$

$$X := \frac{C_1 + C_3 \cdot Y + C_5 \cdot Y^2 + C_7 \cdot Y^3 + C_9 \cdot Y^4 + C_{11} \cdot Y^5}{1 + C_2 \cdot Y + C_4 \cdot Y^2 + C_6 \cdot Y^3 + C_8 \cdot Y^4 + C_{10} \cdot Y^5} \quad X = 3.682$$

design number of cycles:

$$N := 10^X \quad N = 4810$$

Il fatto di utilizzo della valvola (UF) risulta: $UF = N_{cf} / N = 0.207 < 1$

1.14.4 PUP PIECE



Figura 100

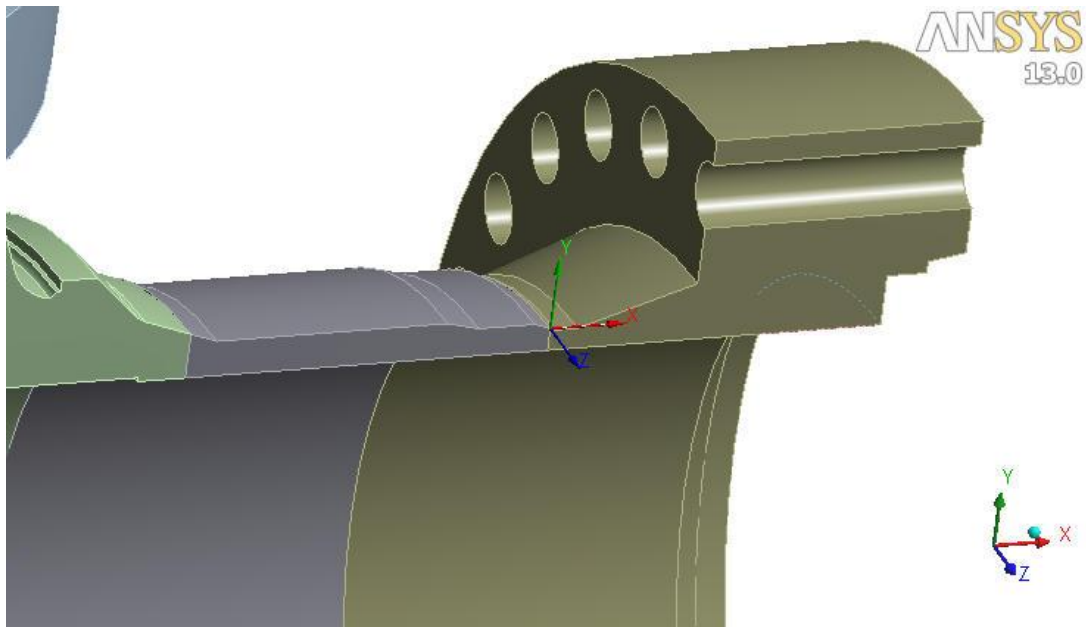


Figura 101

***** ANSYS - ENGINEERING ANALYSIS SYSTEM RELEASE 13.0SP2

ANSYS Multiphysics
00000000 VERSION=WINDOWS x64

NODE	X	Y	Z	SEQV1	SEQV2
331329	1586.0	565.83	0.0000	1.7401	422.25

$$S_r = SEQV2 - SEQV1 = 422.25 - 1.7401 = 420.5 \text{ MPa}$$

$$S_a = S_r / 2 = 420.5 / 2 = 210.255 \text{ MPa}$$

$$\text{MPa} := 10^6 \cdot \text{Pa}$$

Input:

$$S_a := 210.255 \text{ MPa} \quad \text{alternating equivalent stress}$$

$$E_T := 199866 \text{ MPa} \quad \text{modulus of elasticity of the material in temperature}$$

+-----calculation-----

from ASME VIII div.2 annex 3.F table 3.F.1

$$C_{us} := 6.894757 \cdot \text{MPa} \quad \text{conversion factor for units of stress in MPa}$$

$$C_1 := 2.254510 \quad C_4 := 8.634660 \cdot 10^{-2} \quad C_7 := -2.079726 \cdot 10^{-2} \quad C_{10} := 0$$

$$C_2 := -4.642236 \cdot 10^{-1} \quad C_5 := 2.020834 \cdot 10^{-1} \quad C_8 := 2.010235 \cdot 10^{-4} \quad C_{11} := 0$$

$$C_3 := -8.312745 \cdot 10^{-1} \quad C_6 := -6.940535 \cdot 10^{-3} \quad C_9 := 7.137717 \cdot 10^{-4}$$

$$E_{FC} := 195000 \text{ MPa} \quad \text{modulus of elasticity used to establish the design fatigue curve}$$

from ASME VIII div.2 annex 3.F formula 3.F.2

$$Y := \frac{S_a}{C_{us}} \cdot \frac{E_{FC}}{E_T}$$

$$X := \frac{C_1 + C_3 \cdot Y + C_5 \cdot Y^2 + C_7 \cdot Y^3 + C_9 \cdot Y^4 + C_{11} \cdot Y^5}{1 + C_2 \cdot Y + C_4 \cdot Y^2 + C_6 \cdot Y^3 + C_8 \cdot Y^4 + C_{10} \cdot Y^5} \quad X = 4.38$$

design number of cycles:

$$N := 10^X \quad N = 23991$$

Il fatto di utilizzo della valvola (UF) risulta:

$$UF = N_{cf} / N = 0.041 < 1$$

1.14.5 BOLTING

Le sollecitazioni dei tiranti vanno da 0 al valore di preserraggio solo una volta, (o poche volte) cioè quanto il coperchio è montato.

Il caso peggiore, in questo caso per la valutazione a fatica, è il bullone che massimizza la differenza tra la sollecitazione assiale + bending nel caso di preserraggio e la stessa sollecitazione nel caso C2 (**Figura 102**)

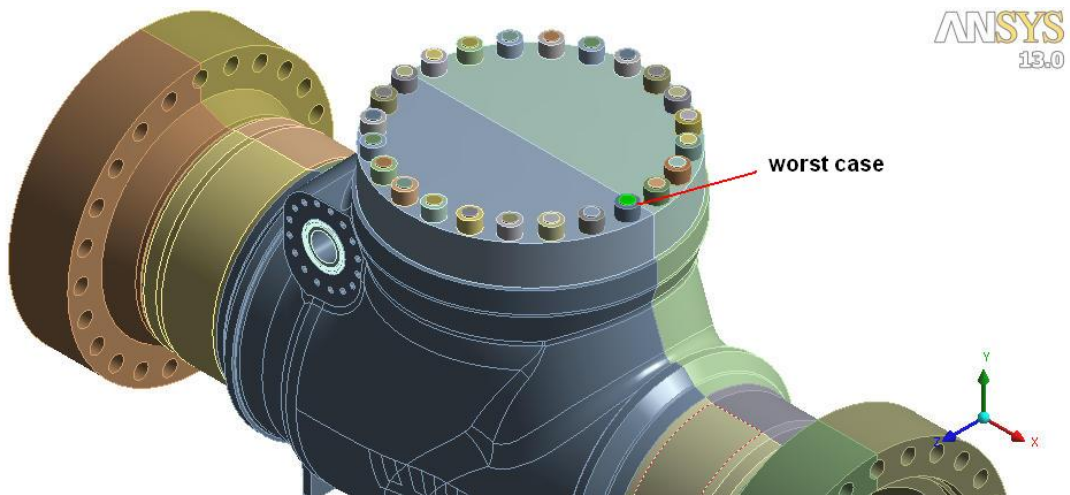


Figura 102

Per questo bullone la sollecitazione assiale + bending in pretensionamento vale 345.3 MPa, mentre nel caso C2 vale 368.5 MPa .

La differenza tra i due sforzi è:

$$S_r = 368.5 - 345.3 = 23.2 \text{ MPa}$$

Lo stress alternato diventa:

$$S_a = S_r / 2 = 11.6 \text{ MPa.}$$

A causa della presenza del filetto, si ha una concentrazione di sforzo che viene considerata attraverso l'utilizzo di un fattore correttivo K che per la normativa ASME può avere un valore massimo pari a 4.

Lo stress equivalente alternato è:

$$K \cdot S_a = 46.4 \text{ MPa}$$

+ Input:

$$S_a := 46.4 \text{ MPa} \quad \text{alternating equivalent stress}$$

$$E_T := 188867 \text{ MPa} \quad \text{modulus of elasticity of the material in temperature}$$

-----calculation-----

from ASME VIII div.2 annex 3.F table 3.F.9

$$C_{us} := 6.894757 \text{ MPa} \quad \text{conversion factor for units of stress in MPa}$$

$$C_1 := 1.08388 \cdot 10^{-2} \quad C_4 := 6.215019 \cdot 10^{-2} \quad C_7 := 9.653374 \cdot 10^{-4} \quad C_{10} := 0$$

$$C_2 := -4.345648 \cdot 10^{-1} \quad C_5 := 2.299388 \cdot 10^{-1} \quad C_8 := 7.05683 \cdot 10^{-7} \quad C_{11} := 0$$

$$C_3 := 1.108321 \cdot 10^{-1} \quad C_6 := 4.48484 \cdot 10^{-4} \quad C_9 := 1.365681 \cdot 10^{-7}$$

$$E_{FC} := 206000 \text{ MPa} \quad \text{modulus of elasticity used to establish the design fatigue curve}$$

from ASME VIII div.2 annex 3.F formula 3.F.2

$$Y := \frac{S_a}{C_{us}} \cdot \frac{E_{FC}}{E_T}$$

$$X := \frac{C_1 + C_3 \cdot Y + C_5 \cdot Y^2 + C_7 \cdot Y^3 + C_9 \cdot Y^4 + C_{11} \cdot Y^5}{1 + C_2 \cdot Y + C_4 \cdot Y^2 + C_6 \cdot Y^3 + C_8 \cdot Y^4 + C_{10} \cdot Y^5} \quad X = 10.159$$

design number of cycles:

$$N := 10^X \quad N = 1 \times 10^{10}$$

Il fatto di utilizzo della valvola (UF) risulta: $UF = N_{cf} / N < 0.001 < 1$

1.15 Analisi otturatore

Allo stesso modo è stata eseguita l'analisi per il solo otturatore in posizione di chiusura, in modo da verificare che questo resistesse alla pressione e che non presentasse punti di non aderenza con il corpo valvola e quindi generare una perdita.

In questo caso, data la simmetria della valvola, è stata analizzata solo metà della valvola, con un maggiore infittimento della meche nella zona dell'otturatore, in quanto il corpo è già stato analizzato precedentemente.

1.15.1 Pressione interna

Pressione interna **Po = 15.51 Mpa**

1.15.2 Temperatura d'esercizio

Tmin=-20 °C

Tmax = 65 °C

1.16 ANALISI CORPO-DISCO

Il sistema di riferimento utilizzato per applicare i carichi è il seguente:

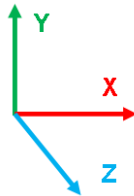


Figura 103

I casi analizzati sono i seguenti:

Case	Description	P_u	P_c
D1	Operating closed	0	P_c

Tabella 11

Where:

P_u = upstream pressure

P_c = cavity pressure

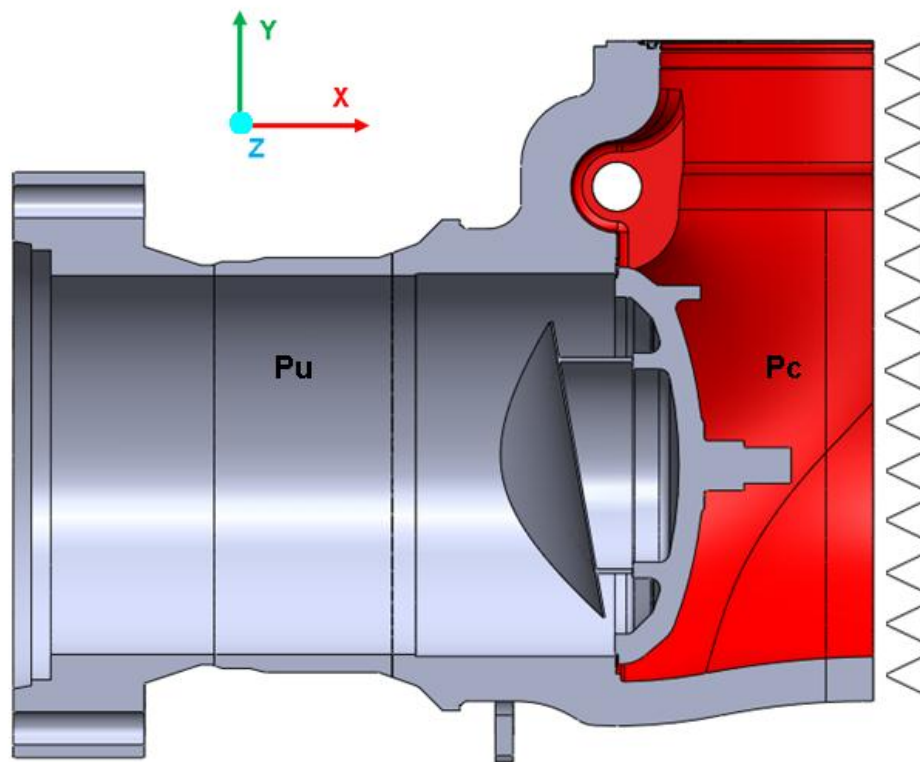


Figura 104

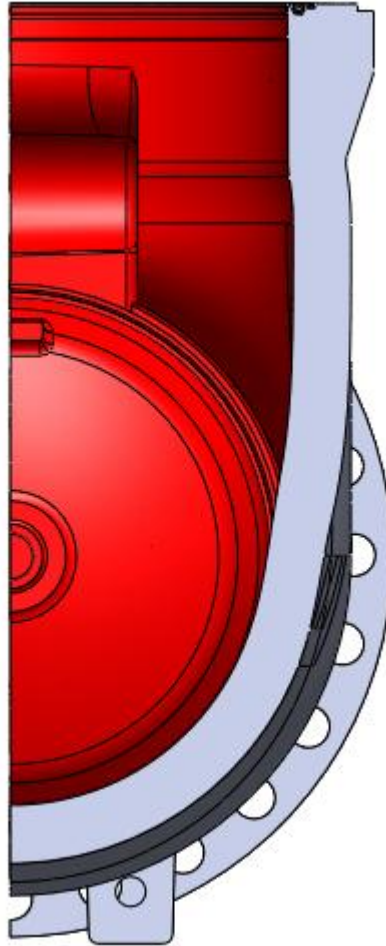


Figura 105

La forza F_c rappresenta la forza sul coperchietto laterale che si genera per la pressione interna:

A: Static Structural
 Force
 Time: 1. s
 30/01/2012 9:49 AM

Force: 8.1926e+005 N
 Components: 0., 0., -8.1926e+005 N

ANSYS
 13.0

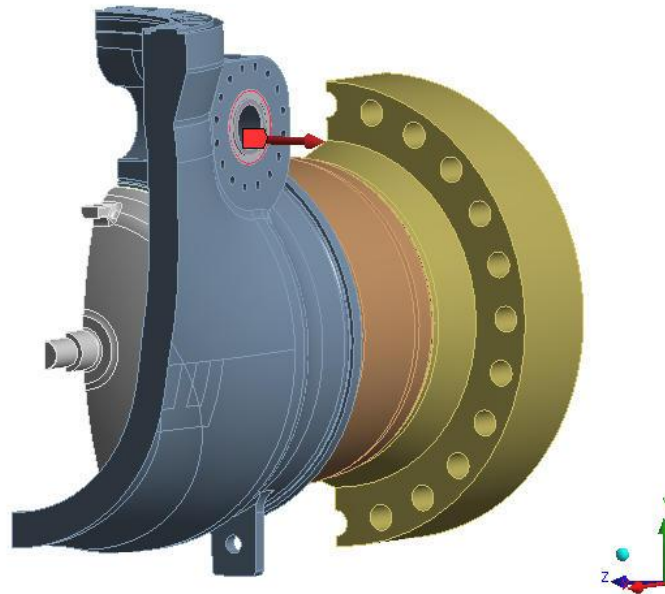


Figura 106

Where:

$$F_c = \frac{\pi \cdot d_i^2 \cdot P_c}{4}$$

dove d_i è l'ultimo diametro di tenuta della flangia = 259.4 mm

1.16.1 Valore dei carichi

La seguente tabella indica i valori delle forze applicate:

Case	Description	Pu	Pc	Fc
		Mpa	Mpa	KN
D1	Operating closed	0	15.51	819.259

Tabella 12

Dove:

P_u = upstream pressure

P_c = cavity pressure

F_c = forza dovuta alla pressione

1.17 MODELLO

In questo caso il modello è costituito da un corpo 3D della valvola e dell'otturatore in condizione di chiusura. Data la simmetria della valvola, viene analizzata solo metà di questa.

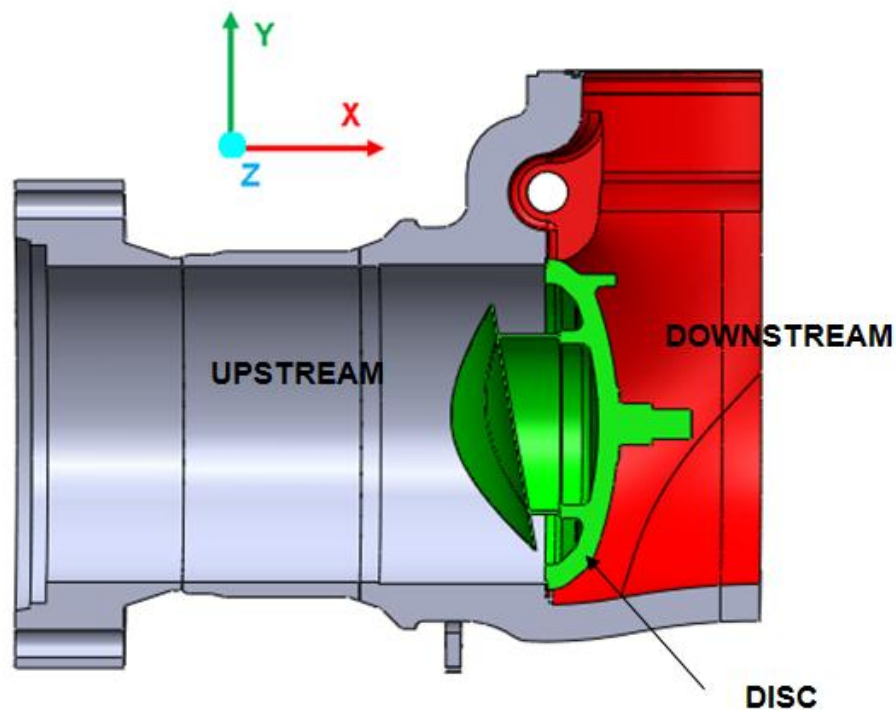


Figura 107

Tra il corpo e l'otturatore viene inserito una condizionare "boundary" in quanto i due devono essere rigidi in compressione in modo da non compenetrarsi, ma liberi di muoversi in trazione.

Dato che è stato considerato solo metà della valvola, i piani o gli assi di simmetria non devono muoversi lungo le direzioni perpendicolari a questi. Nelle seguenti figure vengono mostrati i vincoli utilizzati.

A: Static Structural
Frictionless Support
Time: 1. s
30/01/2012 9:48 AM

■ Frictionless Support

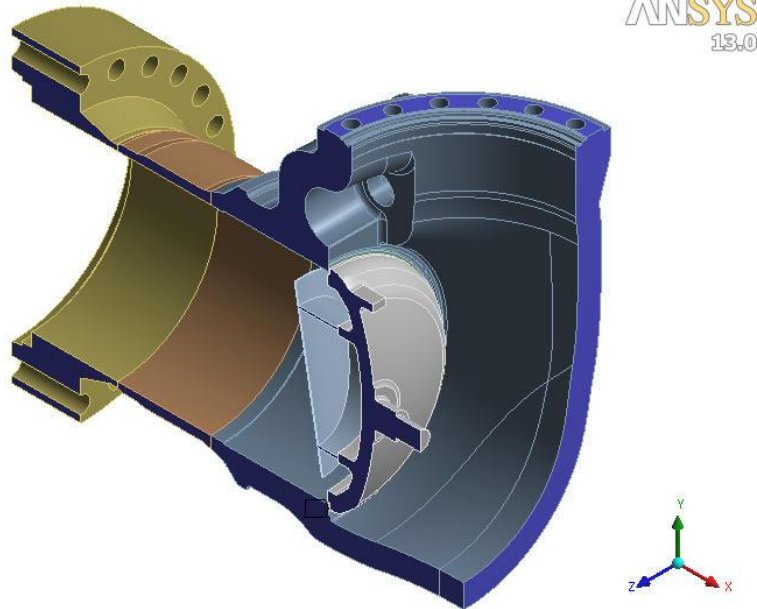


Figura 108

A: Static Structural
Frictionless Support
Time: 1. s
30/01/2012 9:48 AM

■ Frictionless Support

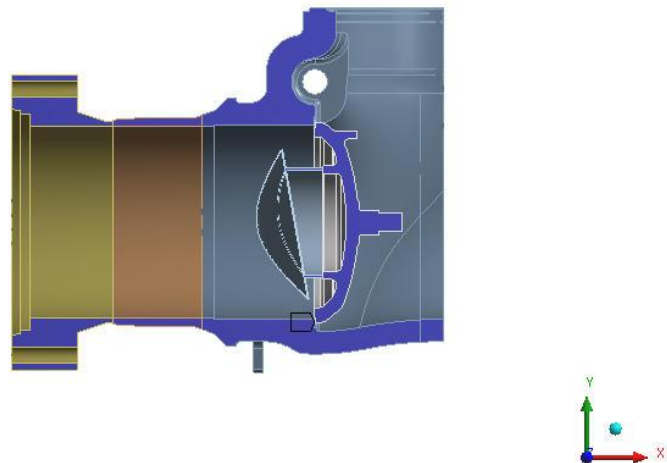
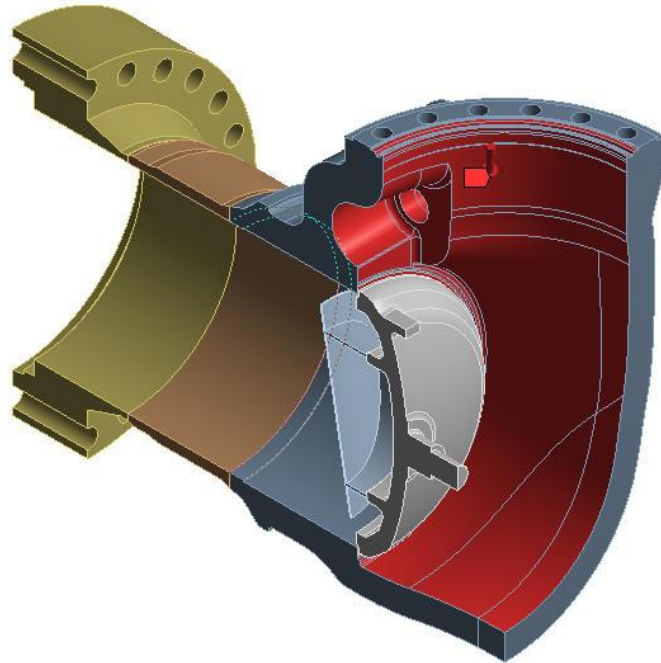


Figura 109

A: Static Structural
Pressure 2
Time: 1. s
30/01/2012 9:48 AM

■ Pressure 2: 15.51 MPa

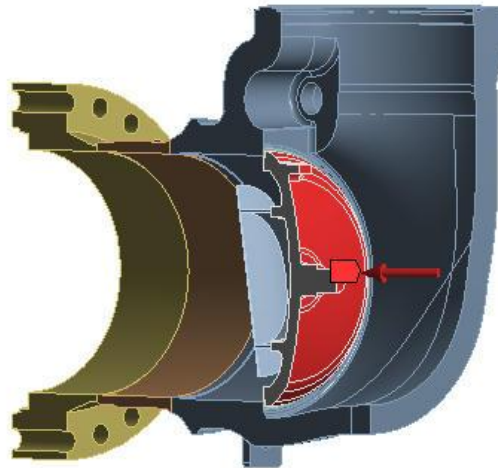


ANSYS
13.0

Figura 110

A: Static Structural
Pressure
Time: 1. s
30/01/2012 9:48 AM

■ Pressure: 15.51 MPa



ANSYS
13.0

Figura 111

1.18 Meche e valutazione degli sforzi

Viene quindi effettuata la meche sul modello e valutati gli sforzi e le deformazioni.

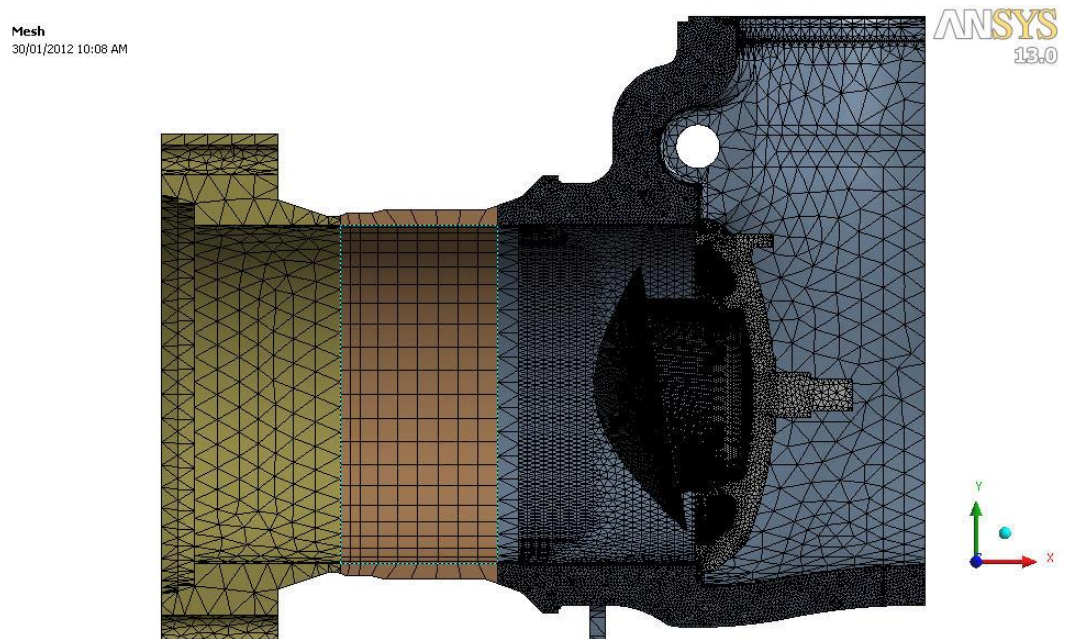


Figura 112

Mesh
30/01/2012 10:08 AM

ANSYS
13.0

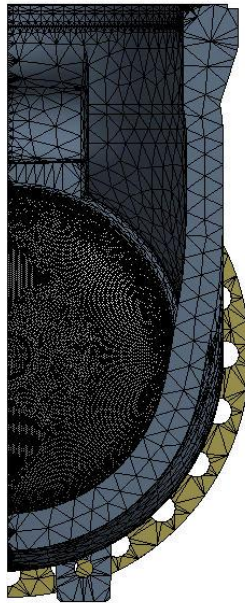


Figura 113

A: Static Structural
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1
30/01/2012 10:09 AM

ANSYS
13.0

2.0233 Max
1.7965
1.5737
1.3489
1.1241
0.89925
0.67443
0.44962
0.22481
0 Min

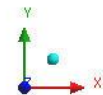
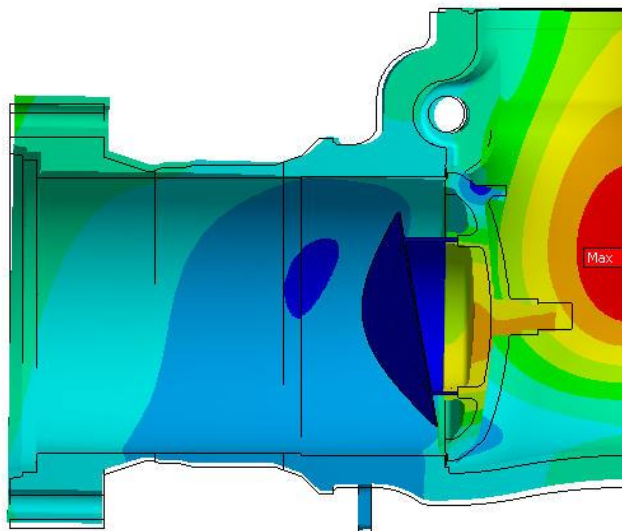


Figura 114

A: Static Structural
Directional Deformation 6
Type: Directional Deformation (X Axis)
Unit: mm
Global Coordinate System
Time: 1
30/01/2012 10:10 AM

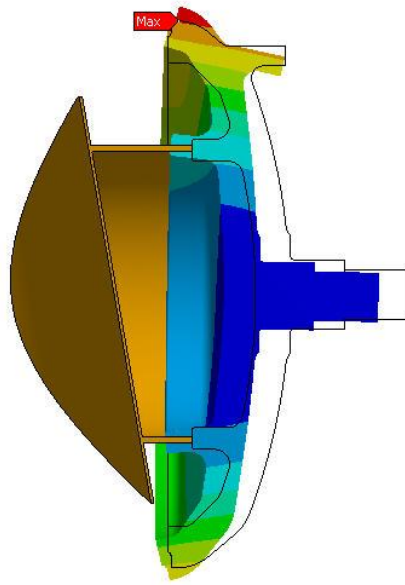
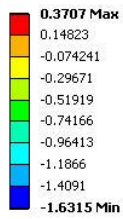


Figura 115

A: Static Structural
Equivalent Stress 5
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
30/01/2012 10:11 AM

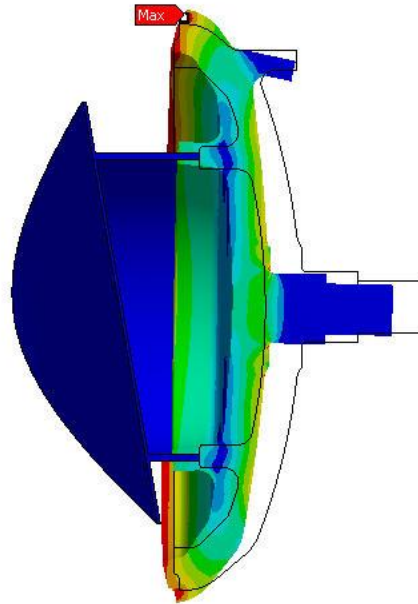
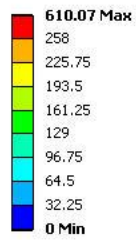


Figura 116

A: Static Structural
Equivalent Stress 5
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
30/01/2012 10:11 AM

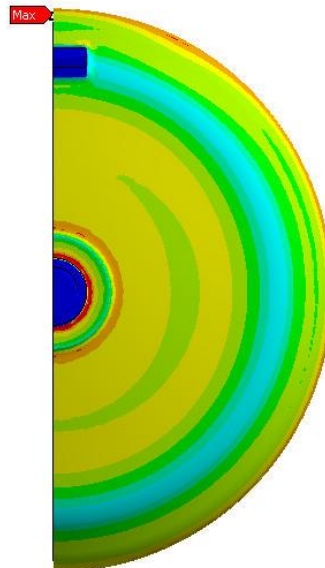
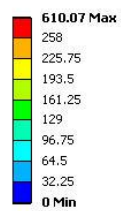


Figura 117

1.19 Linearizzazione

Viene quindi eseguita la linearizzazione nelle sezioni d'interesse e confrontati con i valori limiti.

Le seguenti tabelle riassumono le zone più sollecitate, mentre in **appendice B** vengono riportati i valori di tutte le sezioni.

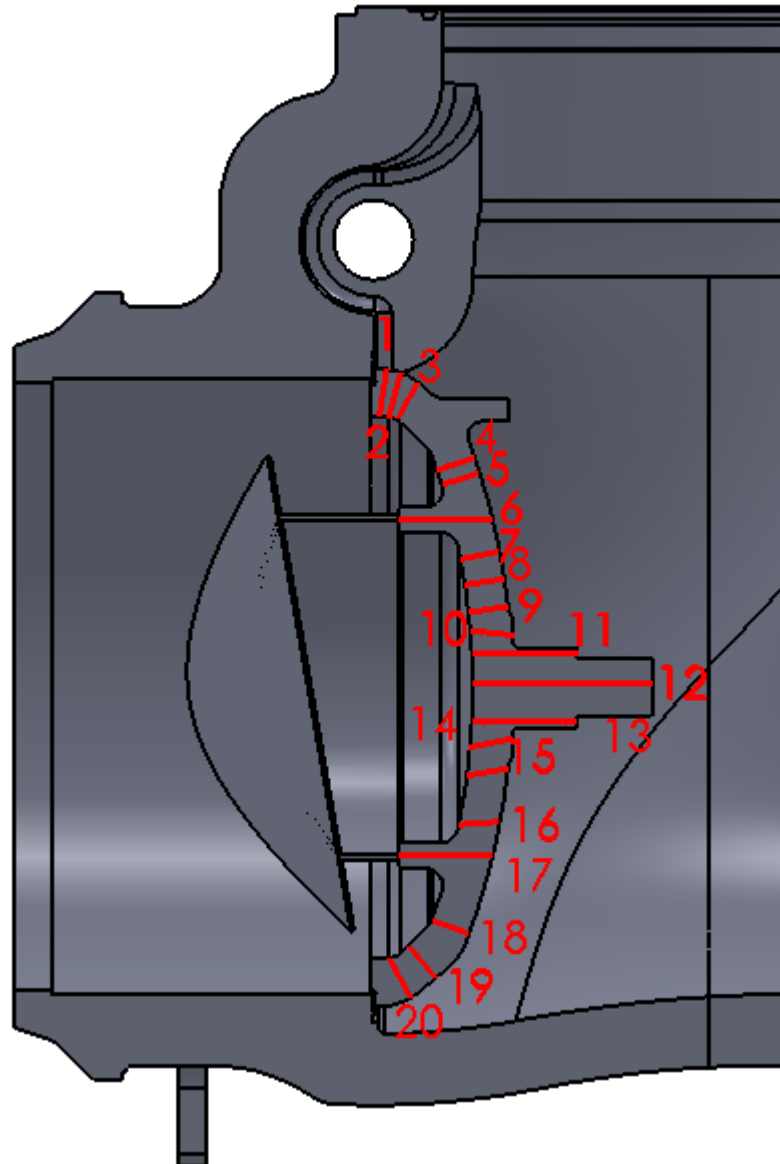


Figura 118

$S_{y20} = 415$ MPa

$S_{20} = 258.3$ MPa

$S_{65} = 258.3$ MPa

Case D1 – Operating closed								
Section	Membrane	Classification	Limit	Limit value	Membrane +bending	Classification	Limit	Limit value
1	257.5	P_m	S_{65}	258.3	292	P_m+P_b+Q	$3 \cdot S_m$	775
9	126.7	P_m	S_{65}	258.3	234.2	P_m+P_b	$1.5 \cdot S_m$	387.5

Tabella 13

Come fatto in precedenza è necessario verificare se è necessario eseguire un'analisi non lineare, verificando che il rapporto $R/t \leq 4$. In questo caso vengono analizzate due condizioni, una lungo l'asse y e l'altra lungo l'asse x.

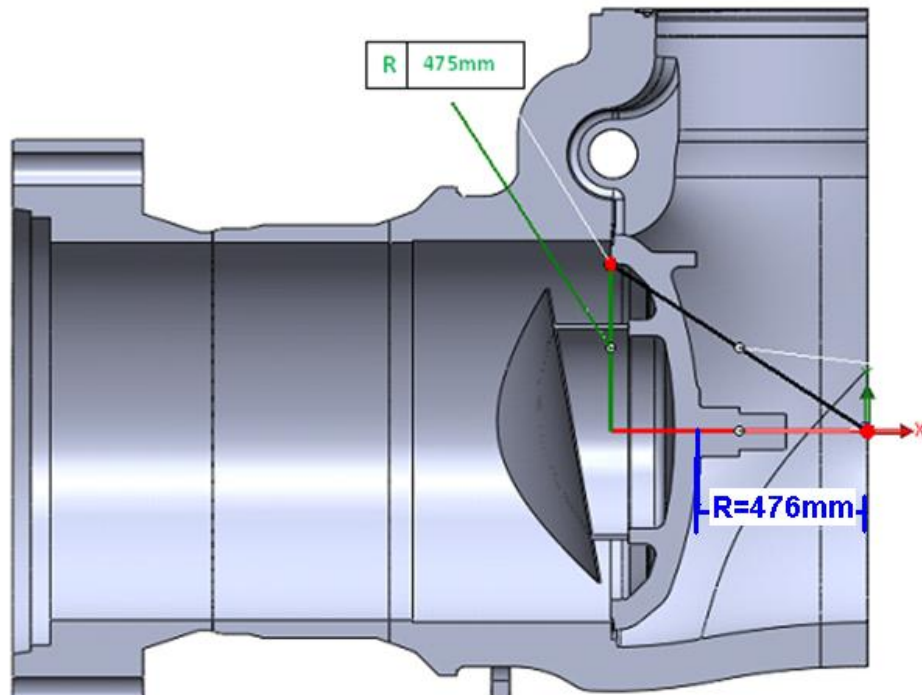


Figura 119

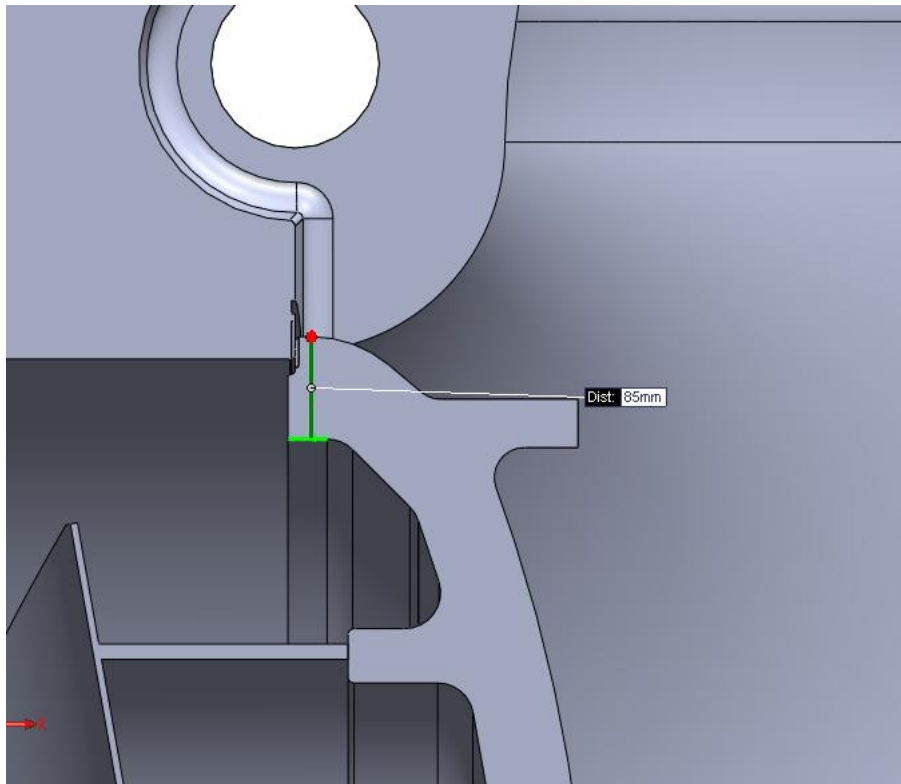


Figura 120

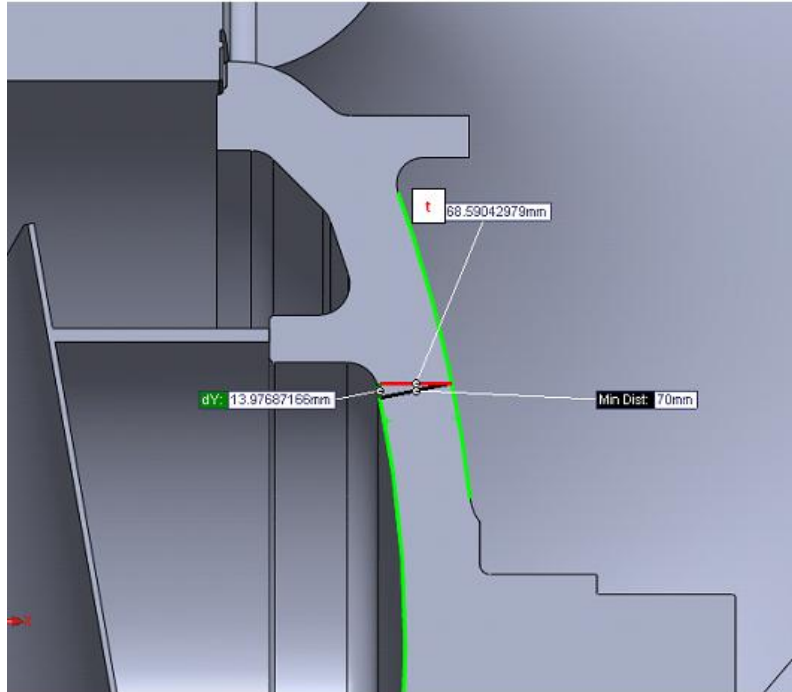


Figura 121

Da cui si ottiene:

$$\frac{R}{t} = \frac{475mm}{85mm} = 5.5mm \geq 4 \quad \frac{R}{t} = \frac{476mm}{70mm} = 6.8mm \geq 4$$

Dove:

R=raggio normale alla superficie di metà parete a partire dall'asse di rivoluzione.

t= spessore minimo della parete considerata

Quindi un'analisi non lineare non è necessaria, confermato anche dall'analisi degli sforzi eseguita tramite Ansys.

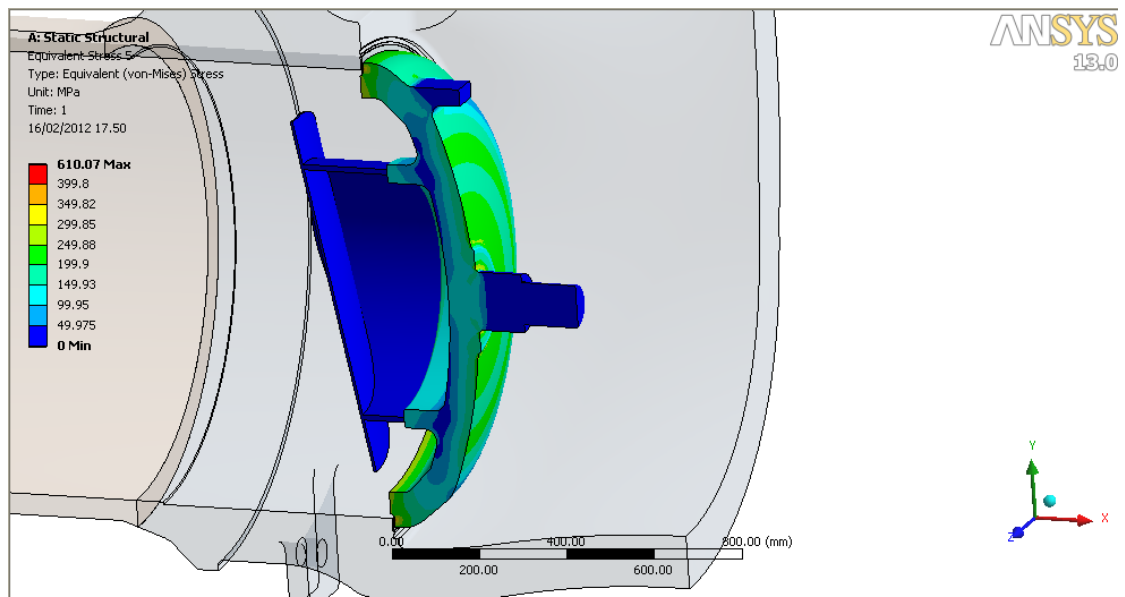


Figura 122

1.20 Analisi a fatica

Il Massimo valore di stress risulta essere di 610.07 MPa come mostrato dalla seguente figura:

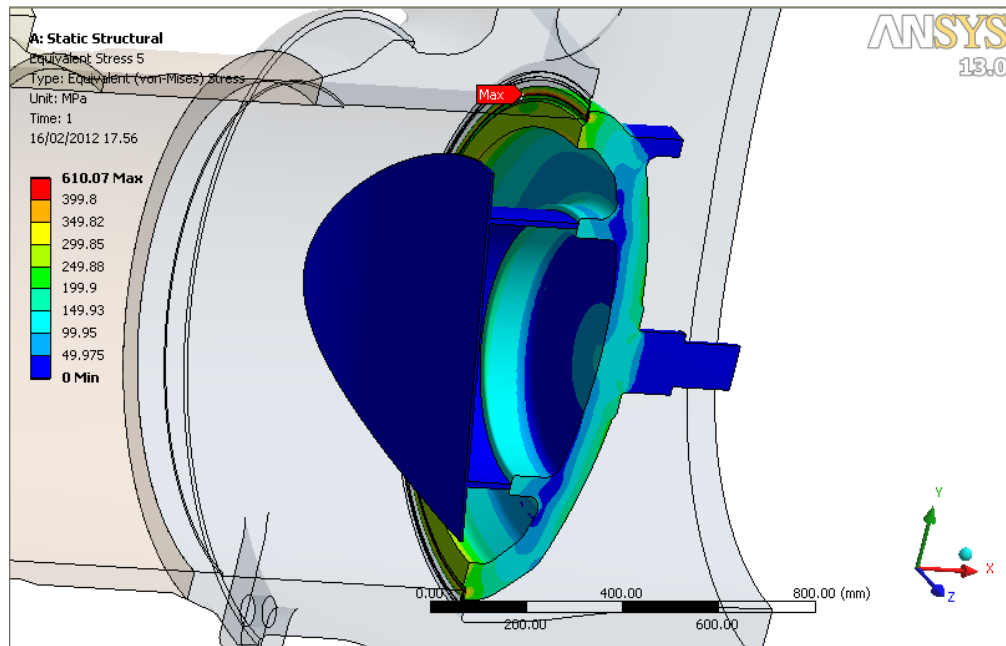


Figura 123

Possiamo quindi calcolare l'analisi a fatica:

$$S_r = 610.07 \text{ MPa}$$

$$S_a = S_r / 2 = 610.07 / 2 = 305.035 \text{ MPa}$$

Input:

$S_a := 305.035 \text{ MPa}$ alternating equivalent stress

$E_T := 199866 \text{ MPa}$ modulus of elasticity of the material in temperature

+-----calculation-----

from ASME VIII div.2 annex 3.F table 3.F.3

$C_{us} := 6.894757 \cdot \text{MPa}$ coversion factor for units of stress in MPa

$C_1 := 7.51758875043914$ $C_6 := 5.26980606334142 \cdot 10^{-6}$ $C_{11} := 4.36470451306334 \cdot 10^{-12}$

$C_2 := 6.88459945920227 \cdot 10^{-3}$ $C_7 := 1.13296399893502 \cdot 10^{-5}$

$C_3 := -0.117154779858942$ $C_8 := -1.6930341420237 \cdot 10^{-9}$

$C_4 := -5.344611142276625 \cdot 10^{-4}$ $C_9 := -1.6969066738414 \cdot 10^{-8}$

$C_5 := -1.1565691374184 \cdot 10^{-4}$ $C_{10} := -4.7552728553112 \cdot 10^{-12}$

$E_{FC} := 195000 \text{ MPa}$ modulus of elasticity used to establish the design fatigue curve

from ASME VIII div.2 annex 3.F formula 3.F.3

$$Y := \frac{S_a}{C_{us}} \cdot \frac{E_{FC}}{E_T}$$

$$X := \frac{C_1 + C_3 \cdot Y + C_5 \cdot Y^2 + C_7 \cdot Y^3 + C_9 \cdot Y^4 + C_{11} \cdot Y^5}{1 + C_2 \cdot Y + C_4 \cdot Y^2 + C_6 \cdot Y^3 + C_8 \cdot Y^4 + C_{10} \cdot Y^5} \quad X = 4.311$$

design number of cycles:

$$N := 10^X \quad N = 20478$$

$$UF = N_{cf} / N = 0.048 < 1$$

1.21 Verifica tenuta

É stata inoltre verificato che durante la chiusura, fosse garantita la tenuta. É stato quindi valutato che nella sezione di contatto, la pressione tra otturatore e corpo fosse maggiore di quella del fluido interno.

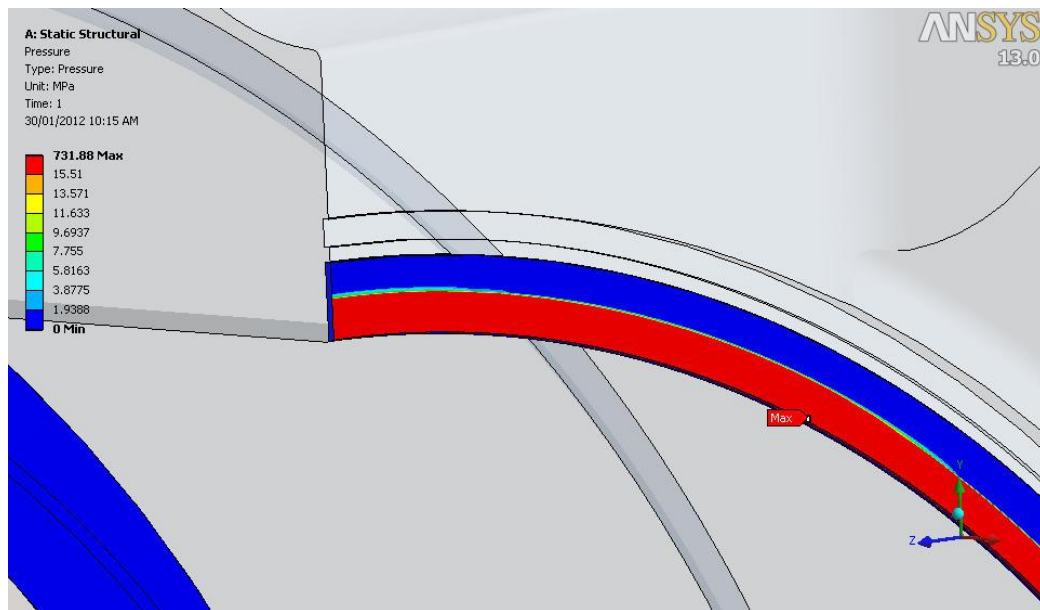


Figura 124

A: Static Structural
Pressure
Type: Pressure
Unit: MPa
Time: 1
30/01/2012 10:15 AM

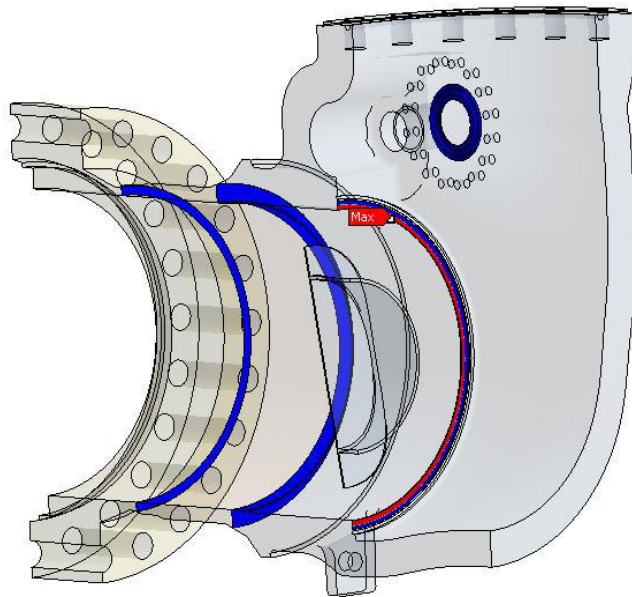
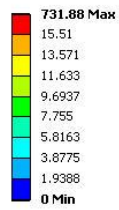


Figura 125

2. ANALISI FLUIDODINAMICA

2.1 Analisi fluidodinamica

Una volta verificata l'integrità strutturale della valvola e dei suoi componenti interni, è stata effettuata un'analisi fluidodinamica, stazionaria e transiente, in cui sono stati valutati:

- Determinazione del regime di flusso
- Profilo di velocità del fluido
- Posizione di equilibrio dell'otturatore nelle varie condizioni di esercizio
- Perdita di pressione lungo l'otturatore
- Vibrazione dell'otturatore nella posizione di equilibrio nelle varie condizioni di flusso
- Effetti su diverse posizioni d'installazione della valvola

2.2 Modello

Per effettuare questi tipi di analisi è stato ricreato il modello 3D del corpo valvola insieme a tutti gli organi interni quali otturatore, leva, albero.

È stato inoltre aggiunto parte della condotta sia a monte sia a valle lunghe 3 e 5 volte il diametro rispettivamente, in modo che le linee di flusso fossero rettilinee.

Il modello è stato quindi importato in Ansys e, data la sua simmetria, è stato analizzato solamente metà.

Le unità di misura che sono state utilizzate per le analisi sono le seguenti:

Lunghezza : m
Forza : N
Momento : N*m
Sforzo : MPa
Pressione : Bar
Temperatura : °C

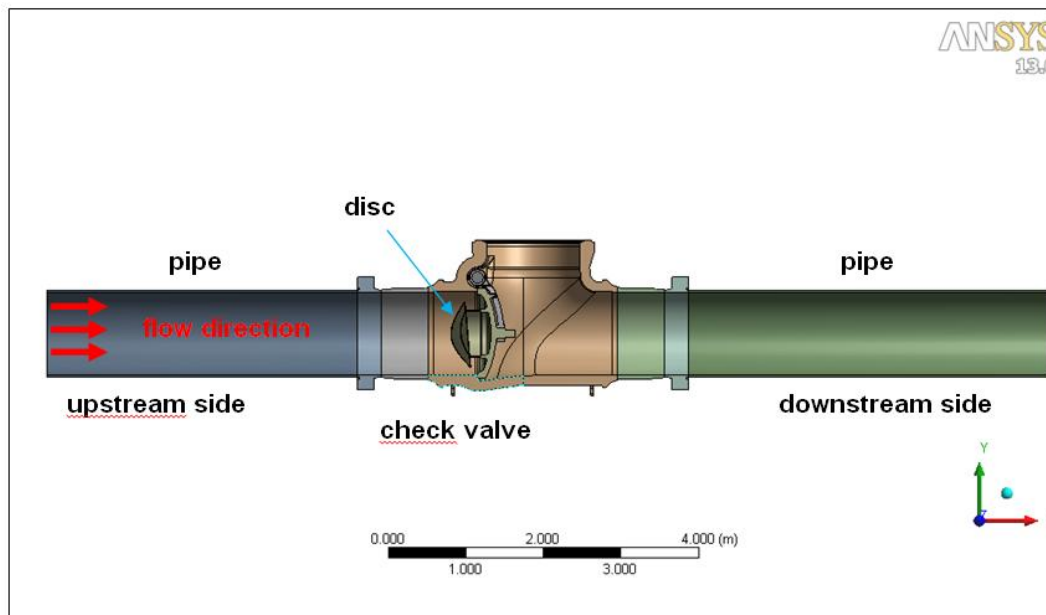


Figura 126

Una volta importato il modello è stato ricreato il fluido contenuto nella valvola, ricreando un solido in negativo della valvola.

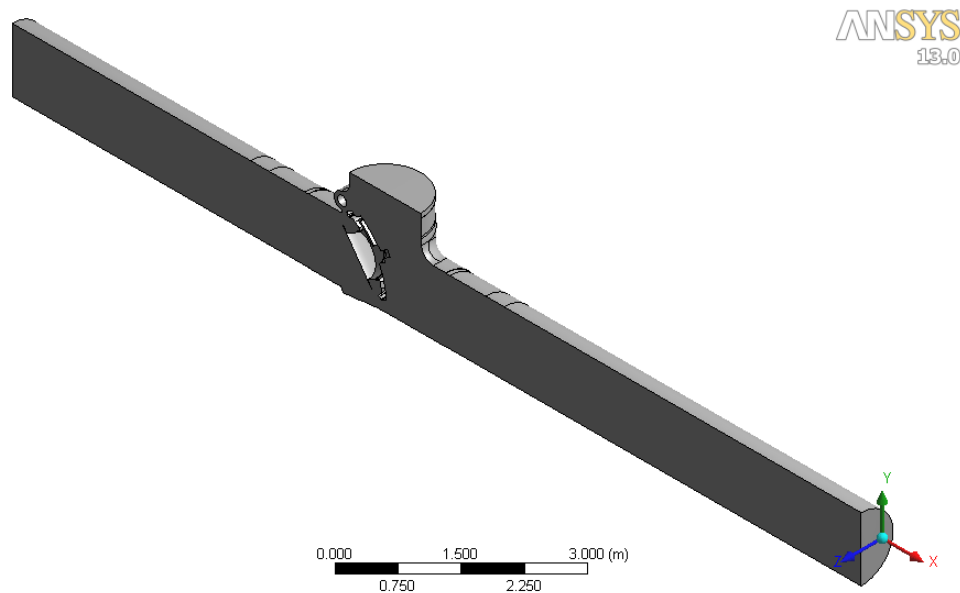


Figura 127

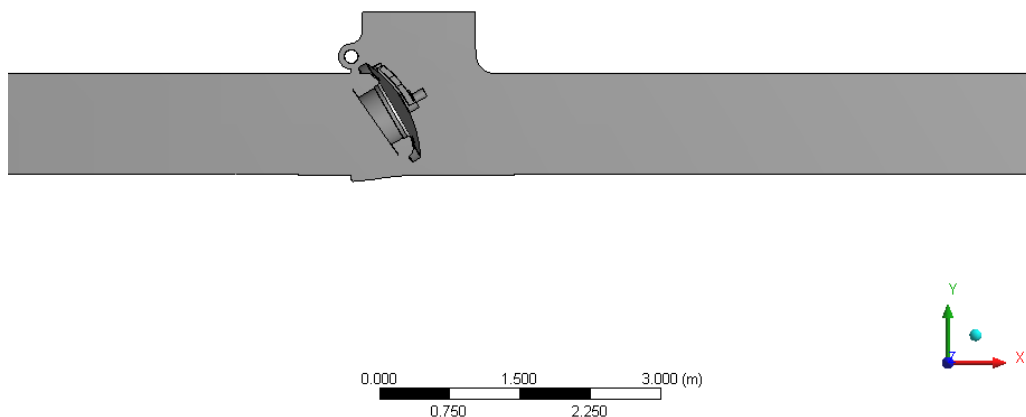


Figura 128

2.3 Casi

Sono stati analizzati principalmente due casi, a cui corrispondono due configurazioni di apertura della valvola :

- **Portata massima**
- **Portata minima**

La seguente tabella riassume le principali caratteristiche di queste due condizioni :

Cases	Description	Flow Rate		Pressure	Temperature	M.W.	V
		Kg/h	Kg/s	Bar	°C	Kg/Kmol	cP
C1	High flow	2020479	561.24	127.9	38.9	20.6	0.011
C2	Low flow	304245	84.51	98.06	32.3	19.9	0.011

Tabella 14

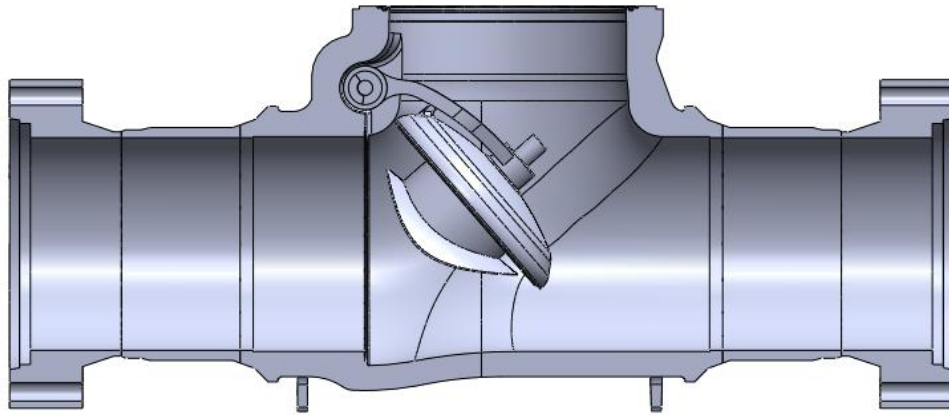


Figura 129

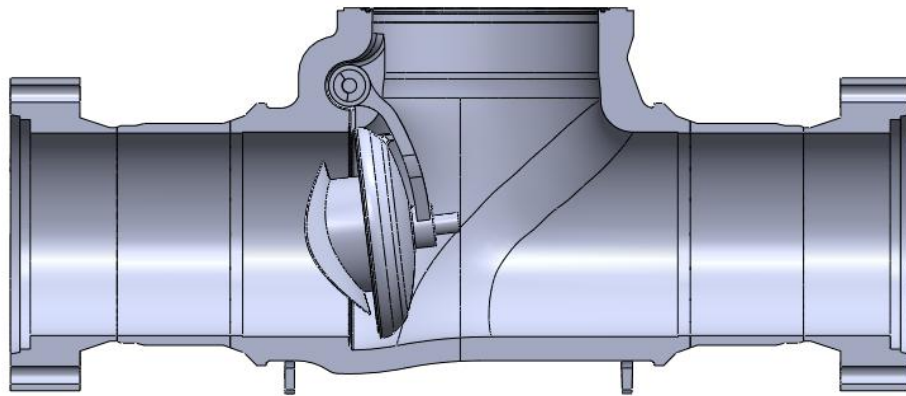


Figura 130

2.4 Mesh

A questo punto si procede alla creazione della meche che risulta essere leggermente diversa rispetto a quella creata per l'analisi strutturale. Viene creata una meche andando ad impostare valore di minimo e massimo degli elementi da utilizzare. Bisogna però tenere conto della presenza dello strato limite in prossimità della parete e degli altri elementi presenti all'interno del fluido. Viene così utilizzato il comando "inflation" che permette di creare degli strati di elementi prismatici in queste zone.

Per i due casi le meche saranno diverse dovute alla differente apertura dell'otturatore.

2.5 Strato limite turbolento

Lo strato limite laminare diventa turbolento quando il numero di Reynolds basato sullo spessore dello strato limite supera un determinato valore

$Re_\delta = \frac{U \cdot \delta}{\nu}$ dove U è la velocità longitudinale, δ è lo spessore dello strato limite e

ν .

Il valore riscontrato sperimentalmente è $Re_\delta \approx 400$ nel caso in assenza di gradiente di pressione

- Quando il gradiente di pressione è positivo il valore critico aumenta fino a valori dell'ordine di 10000.
- Per gradienti di pressione negativi invece lo strato limite diventa turbolento già per Re_δ di ordine 100.

Consideriamo un campo di velocità turbolento in prossimità di una parete piana.

Definiamo con \bar{v} la velocità media del campo calcolata come:

$$\bar{\mathbf{v}} = \frac{1}{T} \int_0^T \mathbf{v} * dt$$

con T sufficientemente lungo.

La velocità istantanea risulta allora essere data dalla somma tra la velocità $\bar{\mathbf{v}}$ e la velocità \mathbf{v}' che è la componente di agitazione della velocità, che gode del fatto che il suo valor medio nel tempo è nullo, e che quindi non da alcun contributo al trasporto di massa.

Quanto detto per la velocità può essere ripetuto per qualsiasi altra grandezza che sia funzione dei punti del campo e del tempo, ad esempio la pressione. Separiamo quindi questa in una componente media \bar{p} e in una componente di agitazione p' .

Le equazioni di moto diventano:

$$(\bar{\mathbf{v}} * \nabla) \bar{\mathbf{v}} = -\nabla \bar{p} + \nabla * \bar{\boldsymbol{\tau}} + \nabla * \bar{\boldsymbol{\tau}}^R$$

Equazione 1

Dove si è introdotto il tensore degli sforzi di Reynolds $\tau_{ij}^R = -\overline{v'_i v'_j}$ che successivamente si suporrà dipenda solamente da y .

Scriviamo le componenti x e y dell'Equazione 1:

$$0 = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left(v \frac{\partial \bar{v}_x}{\partial y} \right) - \frac{\partial}{\partial y} (\overline{v'_x v'_y})$$

$$0 = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial y} - \frac{\partial (\overline{v_y'^2})}{\partial y}$$

Equazione 2

E da quest'ultima si ricava che:

$$\frac{\partial (\bar{p} + \overline{v_y'^2})}{\partial y} = 0 \rightarrow \bar{p} + \overline{v_y'^2} \equiv \bar{p}_w(x)$$

Ossia che la quantità $\bar{p} + \overline{v_y'^2}$ è funzione solo della coordinata x e poichè in prossimità della parete le fluttazioni di velocità sono nulle questa è la pressione a parete.

Siccome $\overline{v_y'^2}$ è supposto indipendente da x, possiamo allora sostituire $\frac{\partial \bar{p}_w}{\partial x}$ con $\frac{d\bar{p}_w}{dx}$ nella

Equazione 2

$$\frac{\partial \left(v \frac{\partial \bar{v}_x}{\partial y} - \overline{v'_x v'_y} \right)}{\partial y} = \frac{\partial \bar{p}_w}{\partial x}$$

Il primo membro dipende solo da y mentre il secondo solo da x, ma allora entrambi, per essere uguali tra loro, devono essere uguali ad una costante K:

$$\frac{d(v \frac{d\bar{v}_x}{dy} - \overline{v'_x v'_y})}{dy} = \frac{d\bar{p}_w}{dx} \equiv -K$$

Equazione 3

Dove si può notare che lo sforzo totale $\overline{\tau_{xy}} + \tau_{xy}^R = v \frac{d\bar{u}}{du} - \overline{v'_x v'_y}$ dipende linearmente dalla distanza y dalla parete.

Viene definito τ_w lo sforzo totale a parete e s'introduce una velocità di attrito

$V_* \equiv \sqrt{\tau_w}$ e le seguenti variabili:

$$y^+ \equiv \frac{V_* y}{\nu} \quad \eta \equiv \frac{y}{\delta}$$

Dove y^+ rappresenta un parametro adimensionale che indica la distanza dalla parete mentre δ è lo spessore dello strato limite.

Integrando l'Equazione 3

$$v \frac{d\bar{v}_x}{dy} - \overline{v'_x v'_y} = V_*^2 - Ky$$

Da cui si nota che in prossimità della parete ($y \ll \delta$) lo sforzo totale è pressoché costante:

$$v \frac{d\bar{v}_x}{dy} - \overline{v'_x v'_y} \cong V_*^2$$

In questa regione allora si passa rapidamente da una situazione in cui lo sforzo totale è puramente viscoso, quando $y \cong 0$, e dove pertanto la velocità \bar{v}_x è funzione lineare di y :

$$\bar{v}_x = V_* y^+$$

a una zona in cui lo sforzo totale diventa puramente turbolento: $\tau \cong \tau_{xy}^R$.

In tutta questa regione la velocità non può dipendere da δ , dunque

$$\bar{v}_x = V_* f(y^+) \quad \eta \ll 1$$

Nella regione più lontana dello strato limite invece lo sforzo viscoso risulta essere trascurabile.

$$-\overline{v'_x v'_y} = V_*^2 - Ky \quad y^+ \equiv \frac{V_* y}{\nu} \gg 1$$

In questa regione quindi si può affermare che \bar{v}_x dipende solo da y , δ , V_* e non da ν : possiamo concludere quindi che:

$$\bar{v}_x - \bar{v}_{x0} = V_* g(\eta) \quad y^+ \gg 1$$

dove \bar{v}_{x0} è una velocità media costante.

Supponiamo che le due regioni appena descritte abbiano un'intersezione comune; ciò avviene se. $\frac{\delta V_*}{\nu} \gg 1$ cioè se il numero di Reynolds basato sulla

velocità di attrito e sullo spessore dello strato limite è grande. Nell'intersezione si avrà da una parte

$$y \frac{d\bar{v}_x}{dy} = V_* y^+ f'(y^+)$$

E dall'altra

$$y \frac{d\bar{v}_x}{dy} = V_* \eta g'(\eta)$$

Dove f' e g' sono le derivate rispetto alle coordinate da cui esse dipendono.

Dunque
$$y^+ f'(y^+) = \eta g'(\eta)$$

Siccome ciò deve valere sia al variare di v , di V_* (cambia y^+ ma non η), che di δ (varia η ma non y), entrambi i valori devono essere costanti:

$$y^+ f'(y^+) = \eta g'(\eta) = \frac{1}{k}$$

Dove k è una costante universale detta costante di von Kàrmàn. Integrando si ottiene:

$$\bar{v}_x = V_* \left(\frac{1}{k} \log y^+ + A \right) \quad y^+ \gg 1$$

$$\bar{v}_x = \bar{v}_{x0} + V_* \left(\frac{1}{k} \log \eta - B \right) \quad \eta \ll 1$$

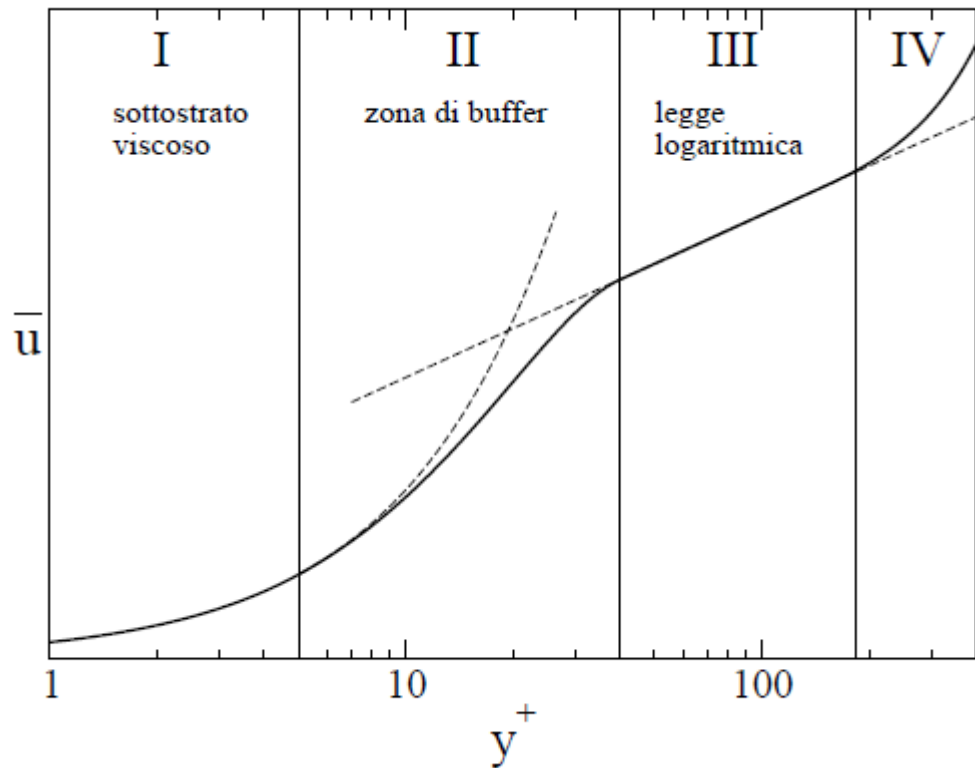


Figura 131

Si ottiene così la legge logaritmica di parete. Sperimentalmente la costante di von Kàrmàn è stata determinata con un valore compreso tra 0.38 e 0.43, mentre le costanti A e B valgono rispettivamente 5.5 e 1.

Ricapitolando lo strato limite può essere suddiviso in 4 zone:

- I. Una regione più interna**, il sottostrato viscoso, delimitato approssimativamente da $y^+ < 5$, dove gli sforzi turbolenti sono trascurabili e la velocità longitudinale dipende linearmente dalla distanza alla parete:

$$\bar{v}_x = \frac{v_*^2 y}{\nu} \quad y^+ < 5$$

II. Una zona cosiddetta di buffer generalmente delimitata da $5 < y^+ <$

30 dove vale una legge, da determinare, che raccorda il sottostrato viscoso con la regione logaritmica:

$$\bar{v}_x = V_* f\left(\frac{V_* y}{\nu}\right) \quad 5 < y^+ < 30$$

III. La regione logaritmica che si estende da $y^+ \sim 30, \eta \sim 0.15$

$$\bar{v}_x = V_* \left[\frac{1}{k} \log\left(\frac{V_* y}{\nu}\right) + A \right] \quad y^+ > 30$$

$$\eta < 0.15$$

IV. La regione esterna:

$$\bar{v}_x = \bar{v}_{x0} + g\left(\frac{y}{\delta}\right) \quad y^+ > 0.15$$

In Ansys l'analisi dello strato limite è un'estensione dei metodi di Launder-Spalding.

Ansys sfrutta queste equazioni per analizzare il flusso in prossimità delle pareti

$$\mathbf{u}^+ = \frac{u_t}{u_\tau} = \frac{\ln(y^+)}{k} + C \quad \text{eq-1}$$

dove

u_t = velocità tangente alla parete posto ad una certa distanza dalla parete Δy

u_τ =velocità d'attrito= $(\frac{\tau_w}{\rho})^{1/2}$

u^+ =velocità dello strato limite

y^+ =parametro adimensionale che indica la distanza dalla parete= $\frac{\rho \Delta y u_\tau}{\mu}$

K=costante di von karman

C=costante che dipende dalla rugosità

La Equazione 1 si annulla nella zona di separazione dove u_τ tende a zero.

Nella regione logaritmica è possibile utilizzare una velocità u^* invece che u_τ

$$u^* = C_\mu^{1/4} k^{1/2}$$

Questa ha la proprietà di non annullarsi se u_τ va a zero. Su questa definizione

possiamo ottenere la seguente equazione per u_τ :

$$u_\tau = \frac{u^*}{\frac{1}{K} \ln(y^*) + C}$$

Il valore assoluto dello sforzo di parete vale:

$$\tau_w = \rho u^* u_\tau$$

Dove:

$$y^* = (\rho u^* \Delta y) / \mu$$

Uno dei maggiori problemi di queste equazioni è che la predizione dipende dalla localizzazione del punto e dalla meche vicino alla parete e non necessariamente un infittimento e un miglioramento della meche determina una migliore accuratezza della soluzione.

Viene allora utilizzata la funzione “scalable wall function”, formula creata da Ansys, che permette di ovviare a questo problema indipendentemente dal tipo di meche usata e dal numero di Reynolds applicato.

L'idea di base è di limitare il valore di y^* inferiormente $y^* = \max (y^*, 11.06)$

dove 11.06 è il valore d'intersezione tra y^* e la logaritmica del profilo lineare, in questo modo tutti i punti della meche sono al di fuori del substrato viscoso.

All'interno di Ansys possono essere utilizzati due valori diversi di **Error!**
Reference source not found.

.Quella usata maggiormente nelle analisi CFD è:

$$y^+ = \frac{\sqrt{\tau_w/\rho}}{\nu} * \Delta n$$

dove Δn è la distanza tra il primo e il secondo punto della meche della parete.

Oppure è possibile utilizzare una seconda funzione, Solver Yplus, che contiene il valore di y^+ usato nel profilo logaritmico, e dipende dal tipo di scelta che viene effettuata per creare la griglia sulla parete, e possono essere di 3 tipi:

- **Standard wall function** (dove $\Delta y = \frac{\Delta n}{4}$)
- **Scalable wall function** (dove $\Delta y = \frac{\Delta n}{4}$)
- **Automatic wall treatment** (dove $\Delta y = \Delta n$)

I primi due metodi si basano su delle assunzioni fisiche che possono portare a delle problematiche soprattutto nel caso di numero di Reynolds basso, dove il substrato viscoso viene trascurato dal bilancio di massa e dei momenti, comportando un errore fino al 25%.

Conviene allora utilizzare una formulazione che automaticamente da una funziona con numero di Re alto ad una con Re basso.

Uno dei modelli che è possibile utilizzare per la risoluzione è il modello $k-\omega$ di Wilcox che presenta il vantaggio che nel substrato viscoso è nota un'espressione analitica in funzione di ω che permette di risolvere questo problema.

L'automatic wall treatment permette di migliorare la mesh su una griglia grossolana, che non risolve il sottostrato viscoso, con una mesh più fine all'interno del sottostrato viscoso. In questi casi, infatti, viene preso un valore di y^+ molto vicino a 1.

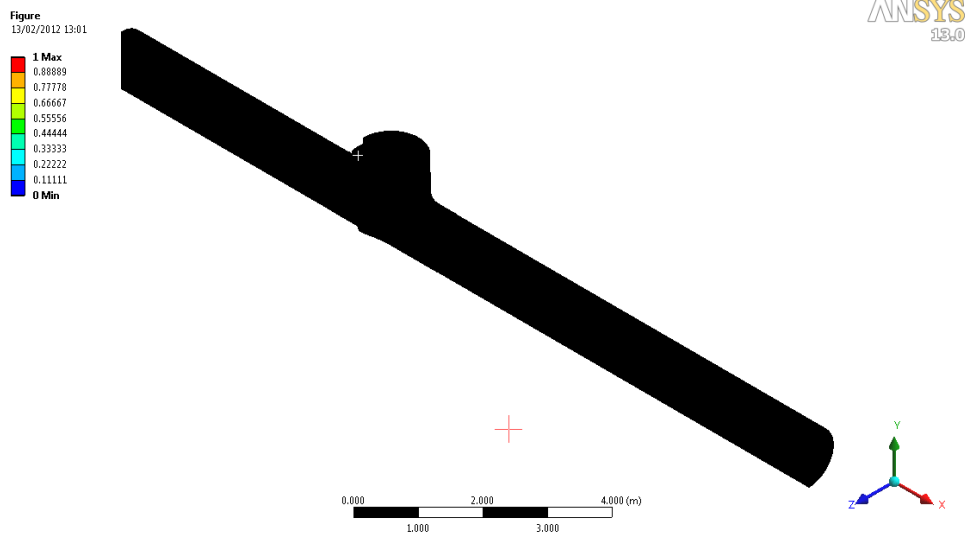


Figura 132

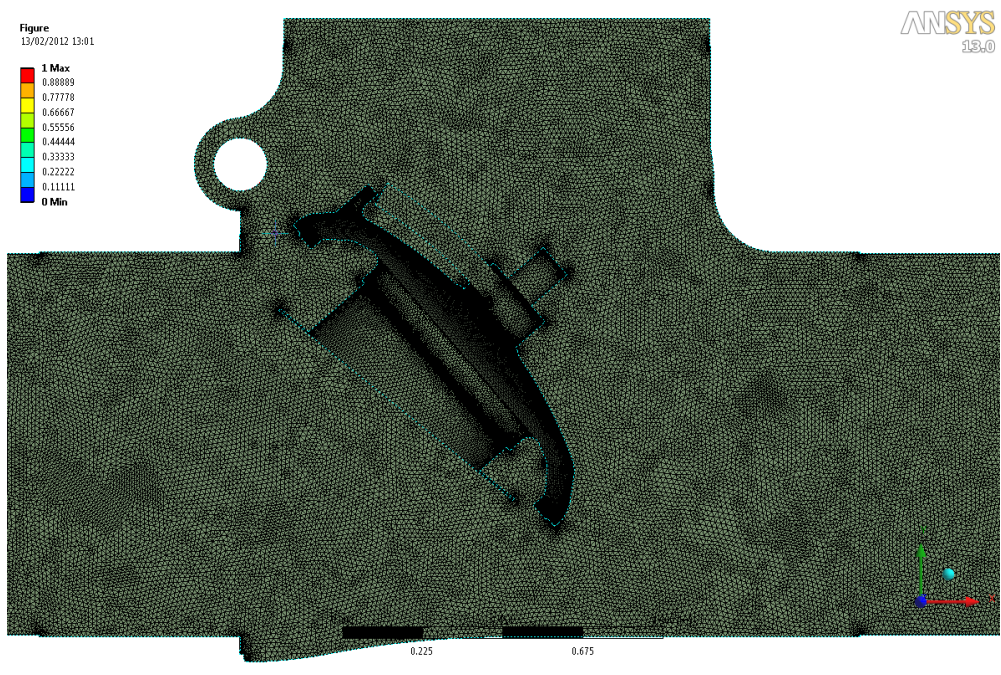


Figura 133

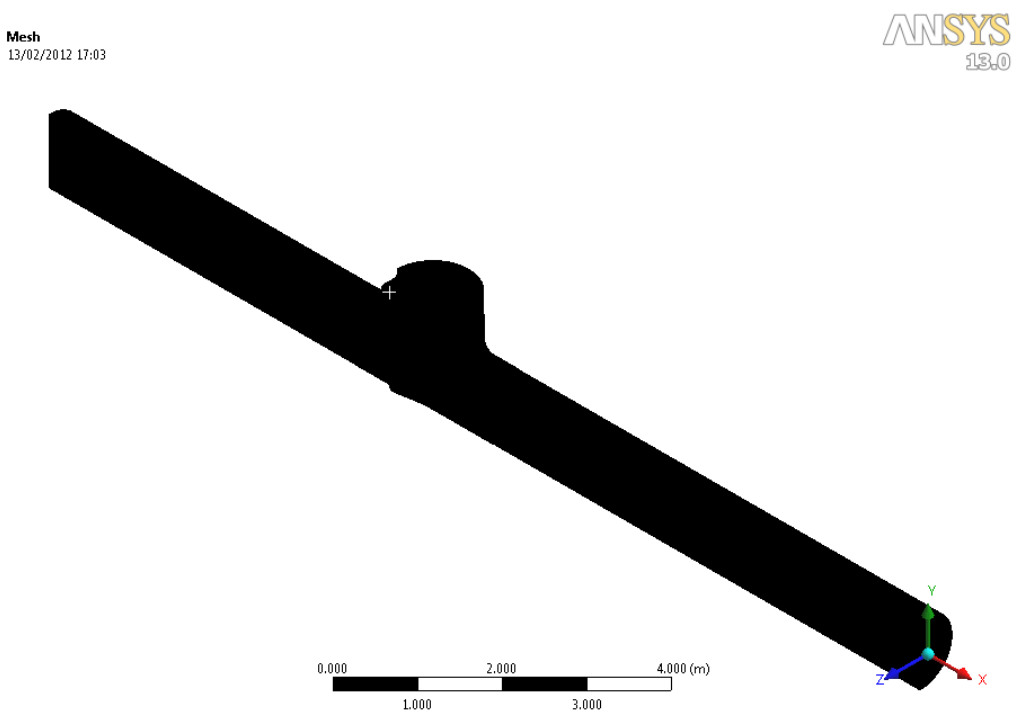


Figura 134

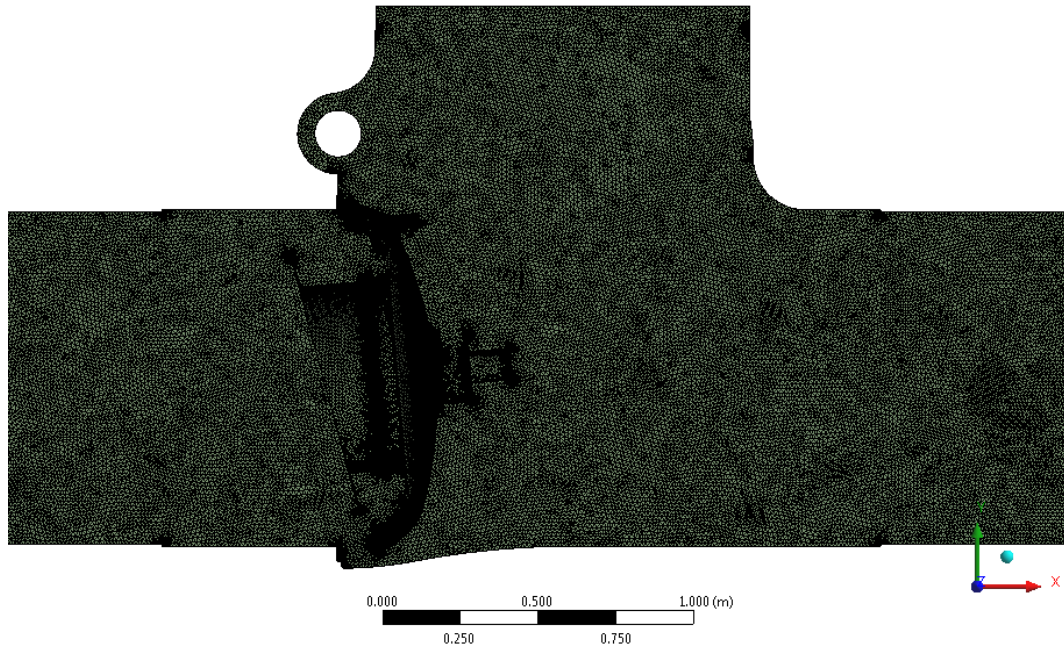


Figura 135

Al fine di garantire una soluzione accurata degli strati limite, tali regioni sono state discretizzate utilizzando elementi prismatici, in modo che sei strati prismatici sono stati estrusi in corrispondenza delle pareti del modello.

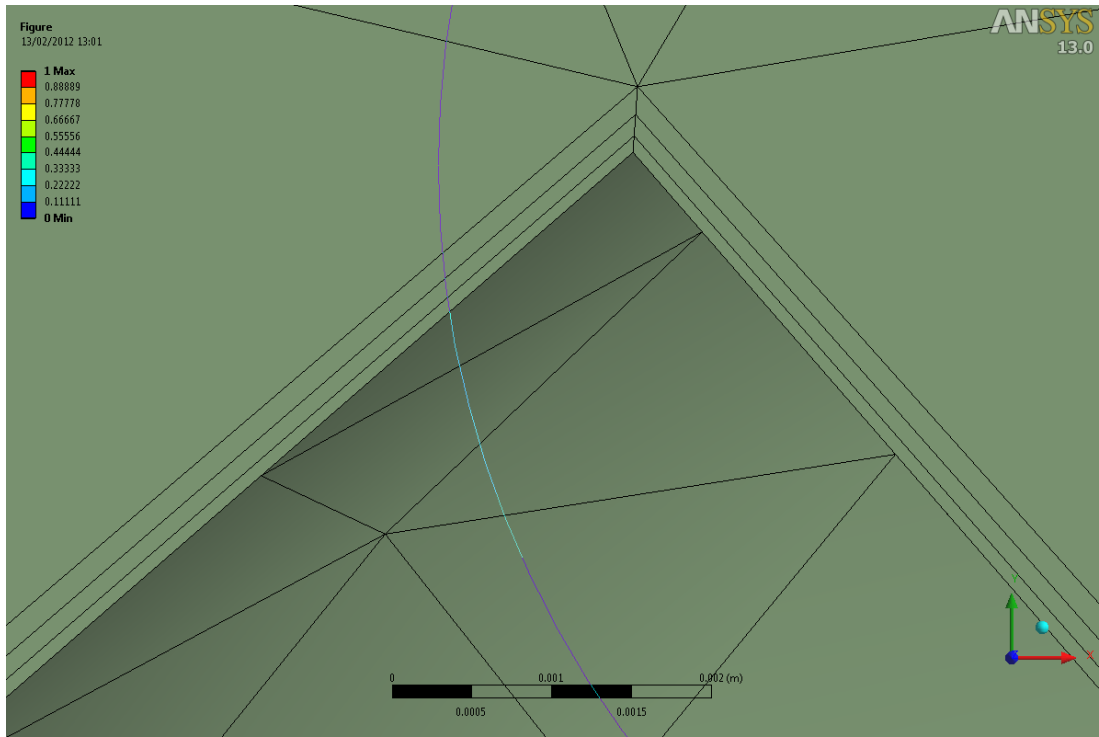


Figura 136

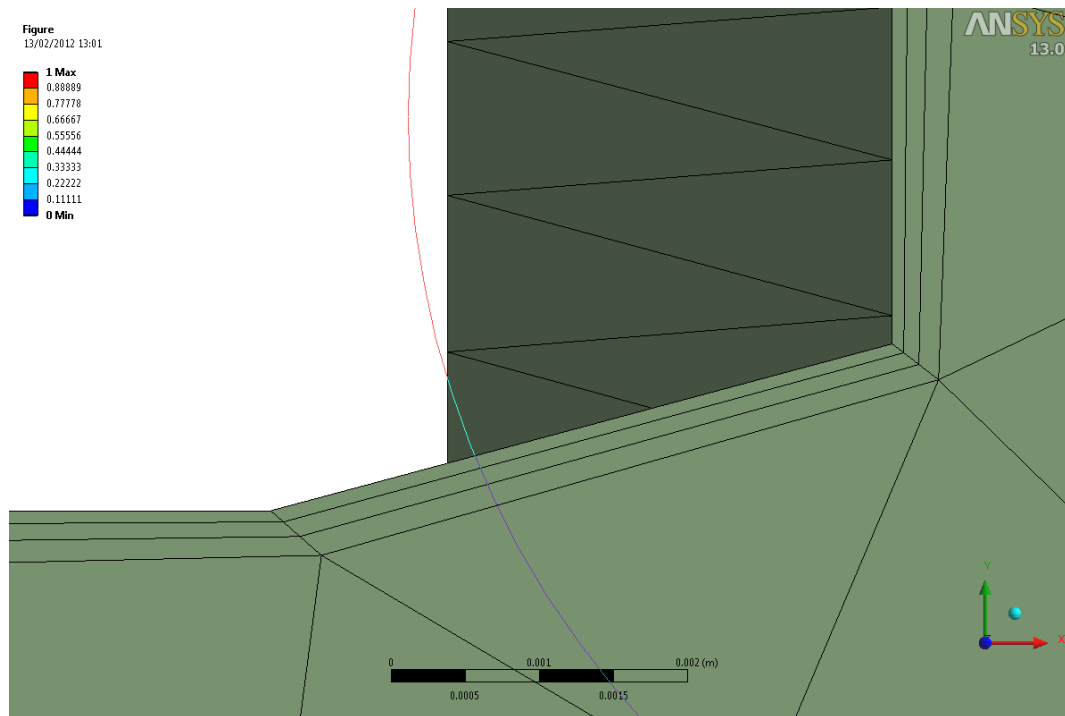


Figura 137

Nella seguente tabella vengono riportati tutti gli elementi utilizzati per la meche.

Element type	Operating condition with minimum flow rate
Tetrahedrons	38393893
Prisms	1939244
Pyramids	93
Total Elements	40333230
Total Nodes	7619769

Tabella 15

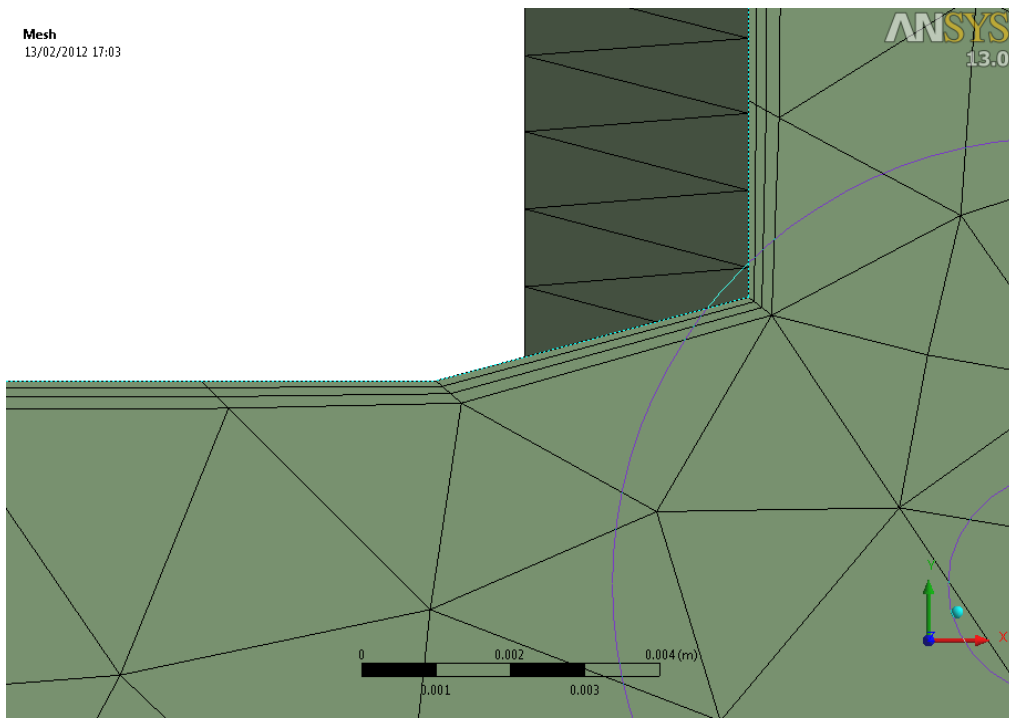


Figura 138

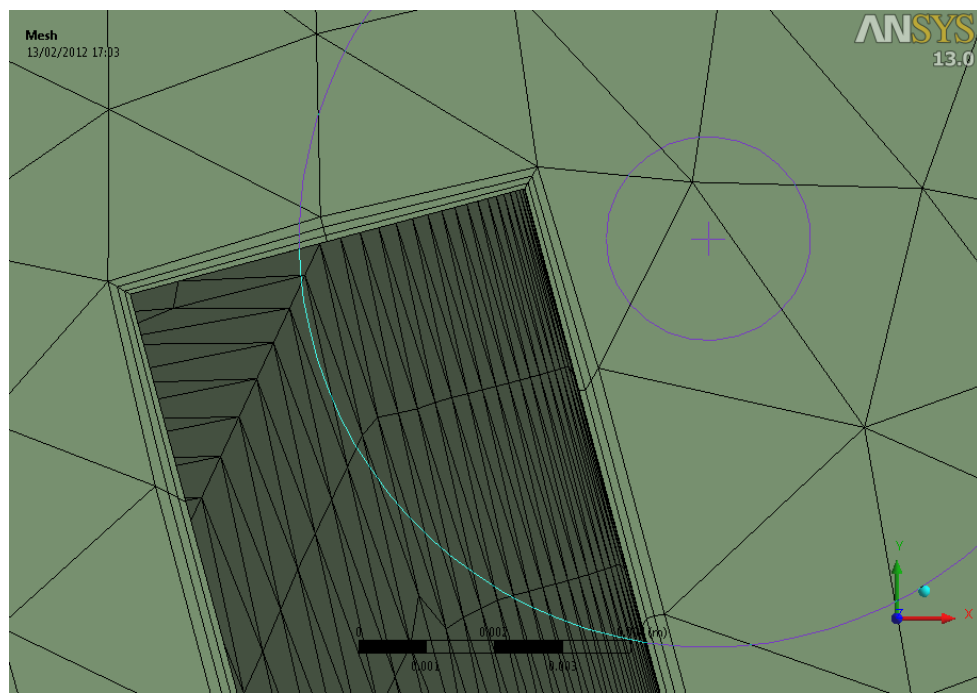


Figura 139

Element type	Operating condition with minimum flow rate
Tetrahedrons	37228627
Prisms	1897948
Pyramids	87
Total Elements	39126662
Total Nodes	7399168

Tabella 16

2.6 Proprietà fisiche del fluido

Il fluido di lavoro utilizzato si tratta di metano con la presenza di condensato e altri elementi.

La seguente tabella indica le caratteristiche del fluido e le condizioni di lavoro nei due casi esaminati.

			High Flow Case	Low Flow Case
			This data is for Stream 370 (the export trunkline from WP). Heat and Material Balance Case 4 (Ref. 1) is taken as representative for the high flow export trunkline case (1965 MMscf/day)	This data is for Stream 370 (the export trunkline from WP). This data is interpolated and otherwise calculated from the Heat and Material Balance Case 7 (Ref. 2) and the high flow case. This data and is taken as representative for the minimum turndown export trunkline case (309 MMscf/day)
Overall	Vapour Fraction	-	0.98	0.99
	Temperature	C	38.9	32.3
	Pressure	kPag	12790	9806
	Molar Flow	kgmole/h	97,876	15,327
	Mass Flow	kg/h	2,020,479	304,245
	Molecular Weight	-	20.6	19.9
	Actual Volume Flow	m3/h	15,934	3,250
	Mass Density	kg/m3	127	94
	Viscosity	cP	-	-
	Mass Heat Capacity	kJ/kg-C	2.81	2.73
	Thermal Conductivity	W/m-K	-	-
	Mass Enthalpy	kJ/kg	-4.042	-4.137
Overall	Component Molar Fraction	CO2	0.0266	0.0225
		Nitrogen	0.0764	0.0625
		Methane	0.8146	0.8359
		Ethane	0.0417	0.0427
		Propane	0.0162	0.0162
		i-Butane	0.0032	0.0035
		n-Butane	0.0048	0.0047
		i-Pentane	0.0020	0.0020
		n-Pentane	0.0017	0.0016
		PS1*	0.0023	0.0023
		PS2*	0.0023	0.0017
		PS3*	0.0027	0.0021
		PS4*	0.0012	0.0007
		PS5*	0.0008	0.0004
		PS6*	0.0027	0.0010
		PS7*	0.0006	0.0004
		PS8*	0.0000	0.0000
		H2O	0.0001	0.0001
MEG	0.0000	0.0000		

Tabella 17

Al suo interno Ansys possiede le caratteristiche di molti elementi, tra cui anche il metano, che considera come fluidi ideali. In una prima analisi è stato utilizzato questo, in quanto per esperienza ha sempre fornito risultati corretti. Nel nostro

caso però si è notato che la densità di questo fluido risultava più bassa rispetto a quella fornita dalla tabella.

Di conseguenza, per effettuare un'analisi più corretta, è stata inserita una composizione reale del fluido a partire dai dati in tabella.

2.7 Condizioni al contorno

Le condizioni al contorno applicate al modello sono indicate nelle seguenti figure.

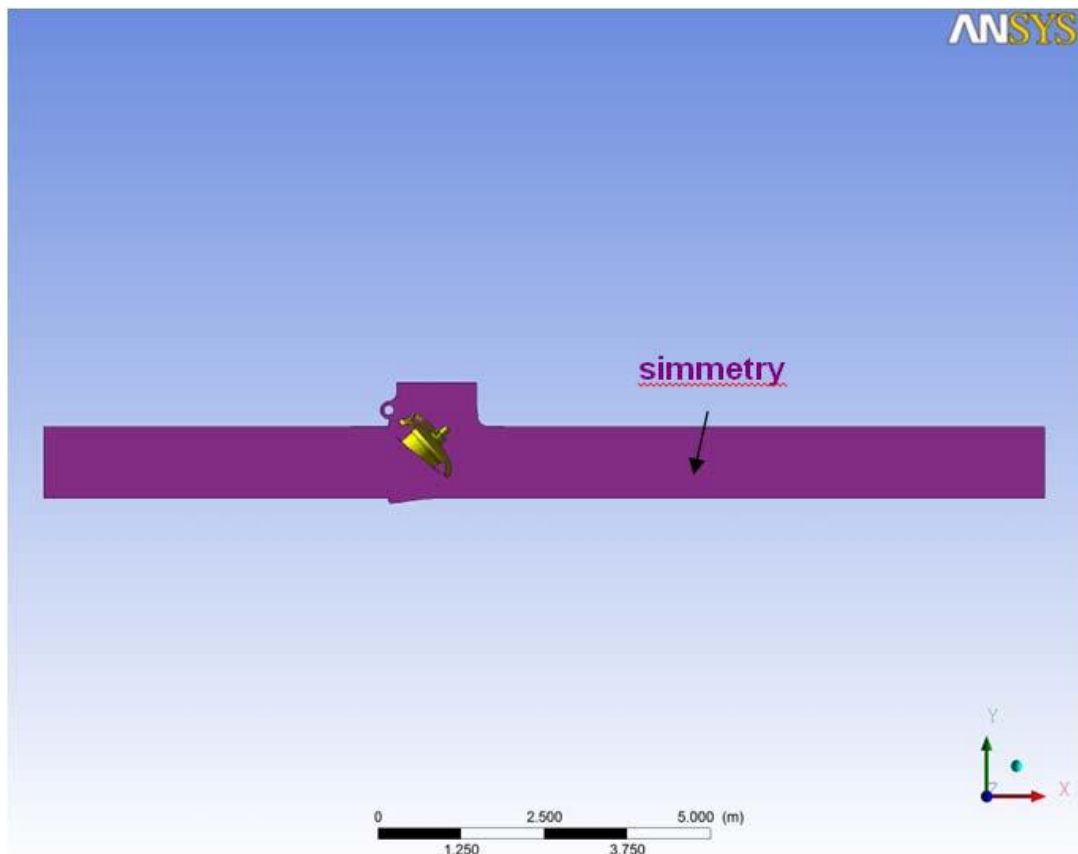


Figura 140

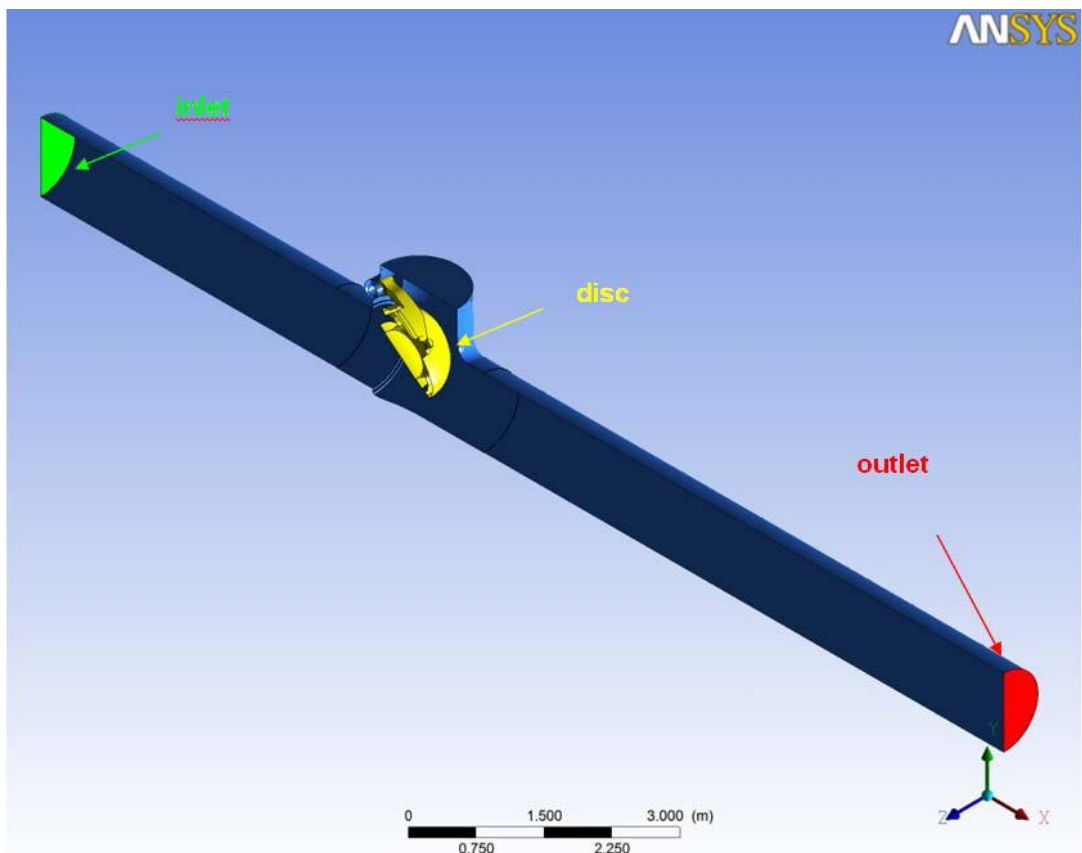


Figura 141

Nelle seguenti tabelle vengono riassunti, per ogni caso analizzato, le condizioni al contorno..

Region	Condition type	Units	Value
Inlet	Mass Flow Inlet	Kg/s	280.66
Outlet	Static Pressure Outlet	Bar	127.9
Sym	Symmetry Conditions	-	-
Disc	Stationary Wall	-	-
Walls	Stationary Wall	-	-

Tabella 18

Region	Condition type	Units	Value
Inlet	Mass Flow Inlet	Kg/s	42.26
Outlet	Static Pressure Outlet	Bar	98.06
Sym	Symmetry Conditions	-	-
Disc	Stationary Wall	-	-
Walls	Stationary Wall	-	-

Tabella 19

Dato che è stato analizzato solamente metà della valvola, la portata è stato divisa per due.

2.8 Risultati

2.8.1 Determinazione del regime di flusso

Per valutare il regime di flusso che si crea all'interno della valvola, è stato utilizzato il numero di Reynolds:

$$\mathbf{Re} = \frac{\rho * V * D}{\mu}$$

Dove:

ρ = densità del fluido calcolato come valore medio sul piano considerato

V = velocità del fluido calcolata come valore medio sul piano considerato

D = diametro della tubazione

μ = viscosità dinamica del fluido

Il numero di Reynolds è stato calcolato su diverse sezioni della condotta per verificare esattamente quale fosse il regime di moto.

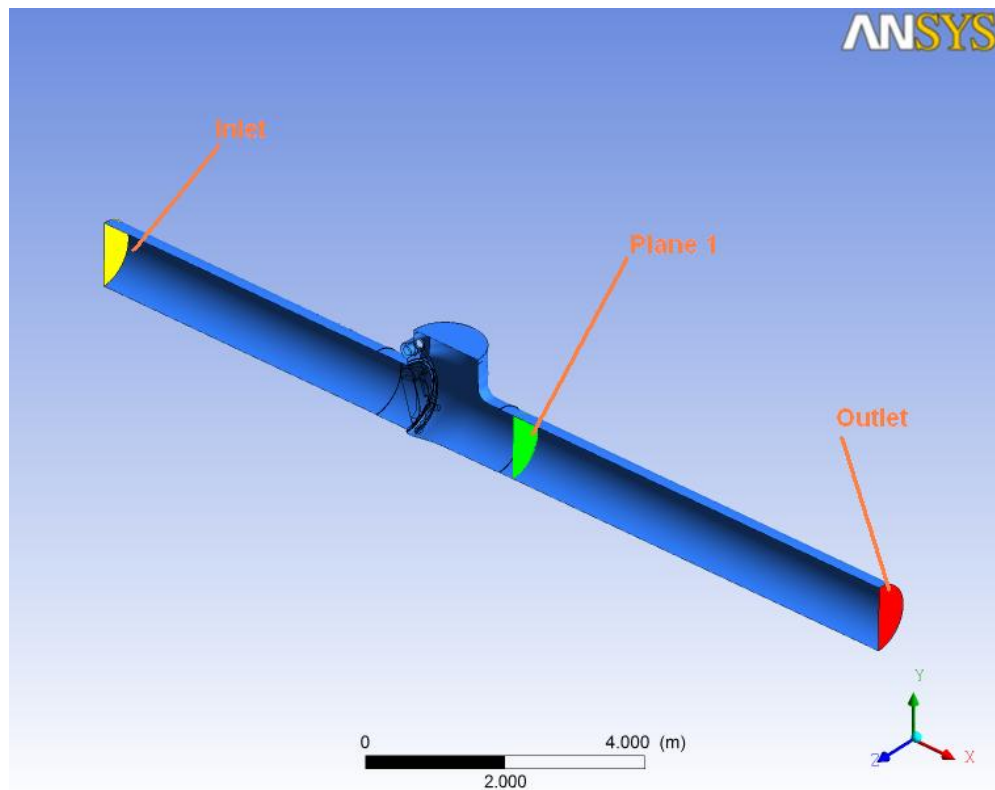


Figura 142

I risultati ottenuti sono riassunti nelle seguenti tabelle.

High Flow						
Section	ρ $\left(\frac{kg}{m^3}\right) \frac{g}{cm^3}$	V $\left(\frac{m}{s}\right)$	D (m)	μ $\left(\frac{N*s}{m^2}\right)$	Re	Regime
Inlet	118.946	5.2603	1.0684	0.0000123	54377211.24	Turbolent
Plane 1	118.872	8.48854	1.0684	0.0000123	87647864.08	Turbolent
Outlet	118.883	5.74889	1.0684	0.0000123	59365280.3	Turbolent

Tabella 20

Low Flow						
Section	ρ $\left(\frac{kg}{m^3}\right) \frac{g}{cm^3}$	V $\left(\frac{m}{s}\right)$	D (m)	μ $\left(\frac{N*s}{m^2}\right)$	Re	Regime
Inlet	92.3709	1.02062	1.0684	0.0000123	8188946.19	Turbolent
Plane 1	92.3404	4.39749	1.0684	0.0000123	35271617.81	Turbolent
Outlet	92.3431	1.20059	1.0684	0.0000123	9630036.64	Turbolent

Tabella 21

2.8.2 Profili di velocità

sono riportate di seguito le immagini relative ai profili di velocità nei due casi analizzati

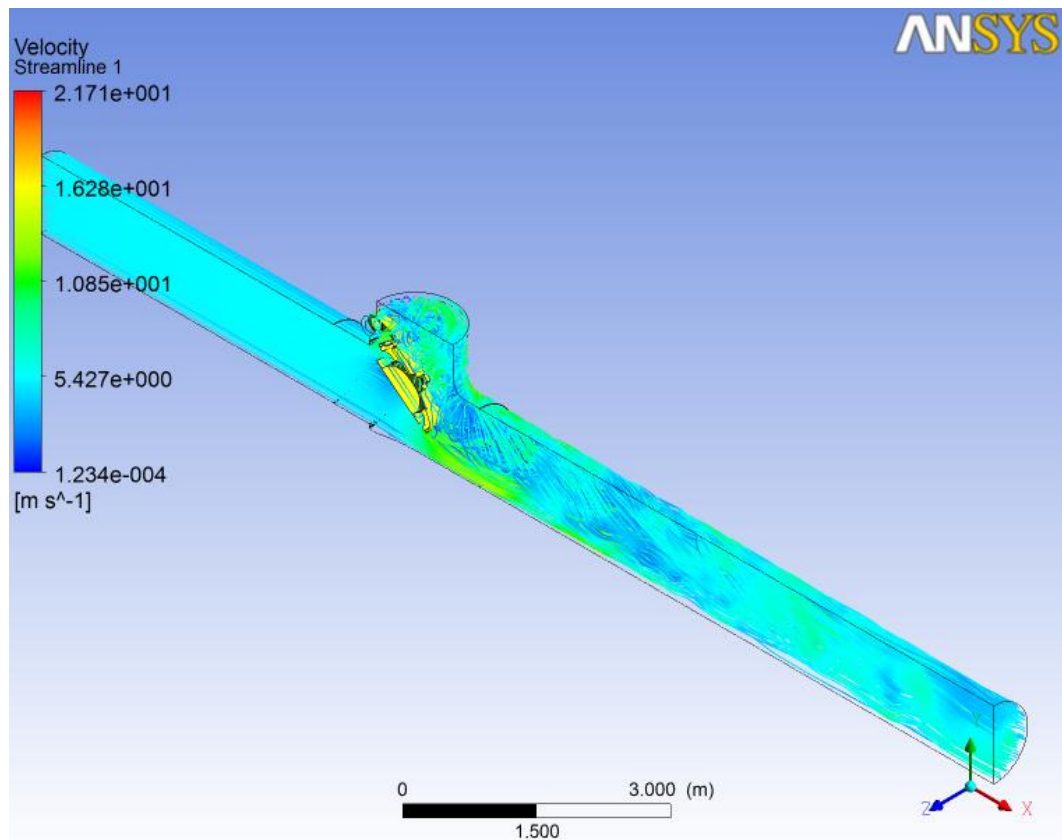


Figura 143

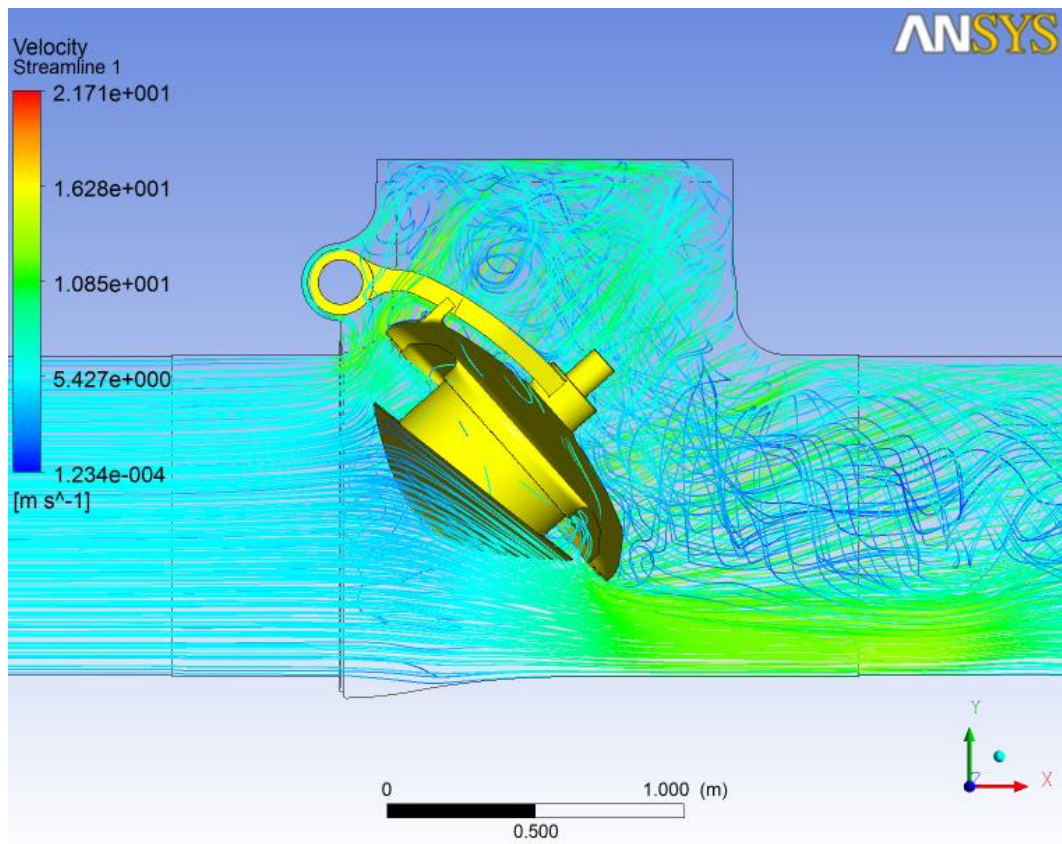


Figura 144

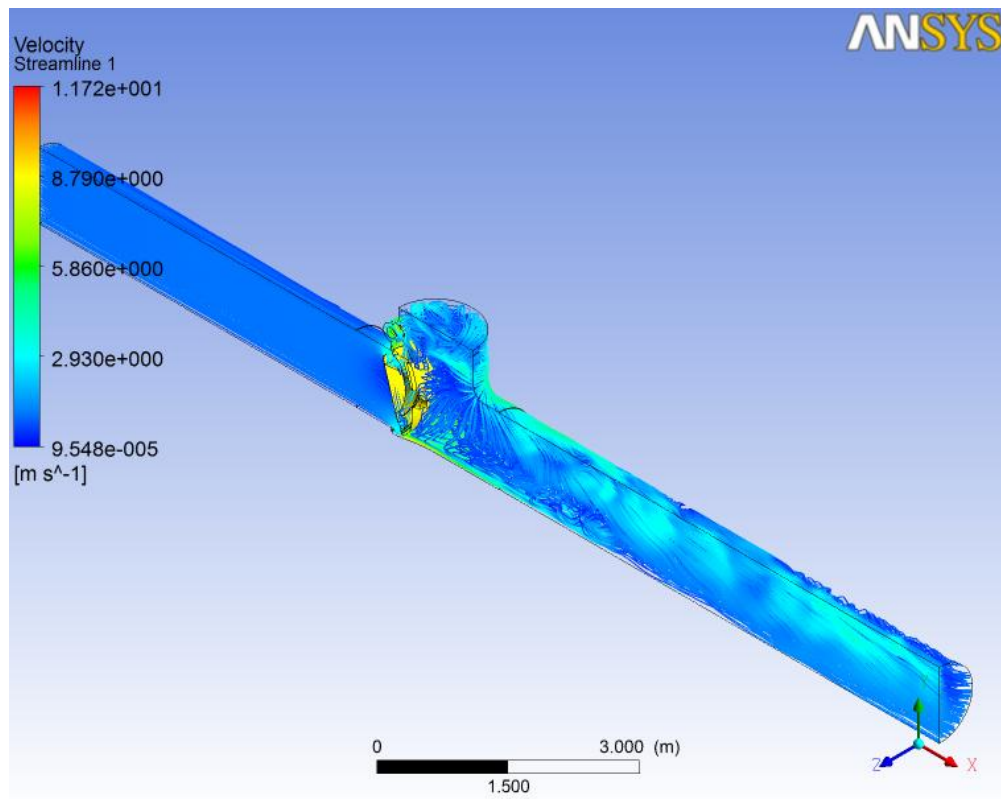


Figura 145

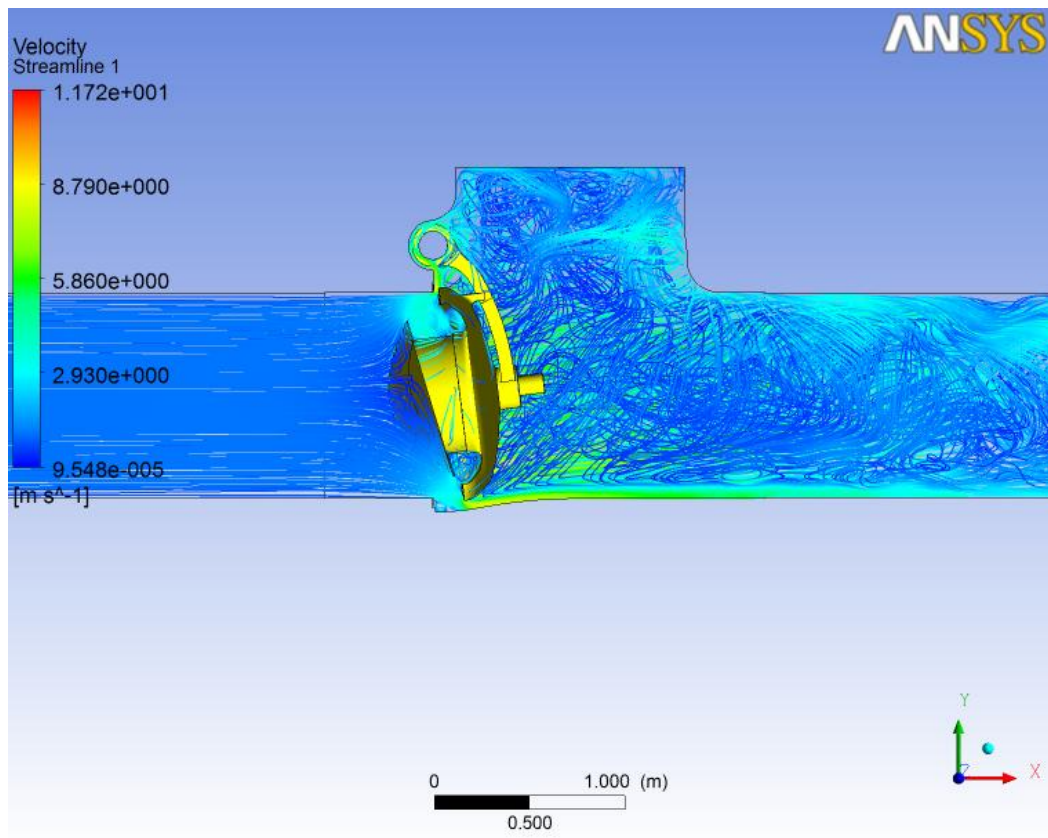


Figura 146

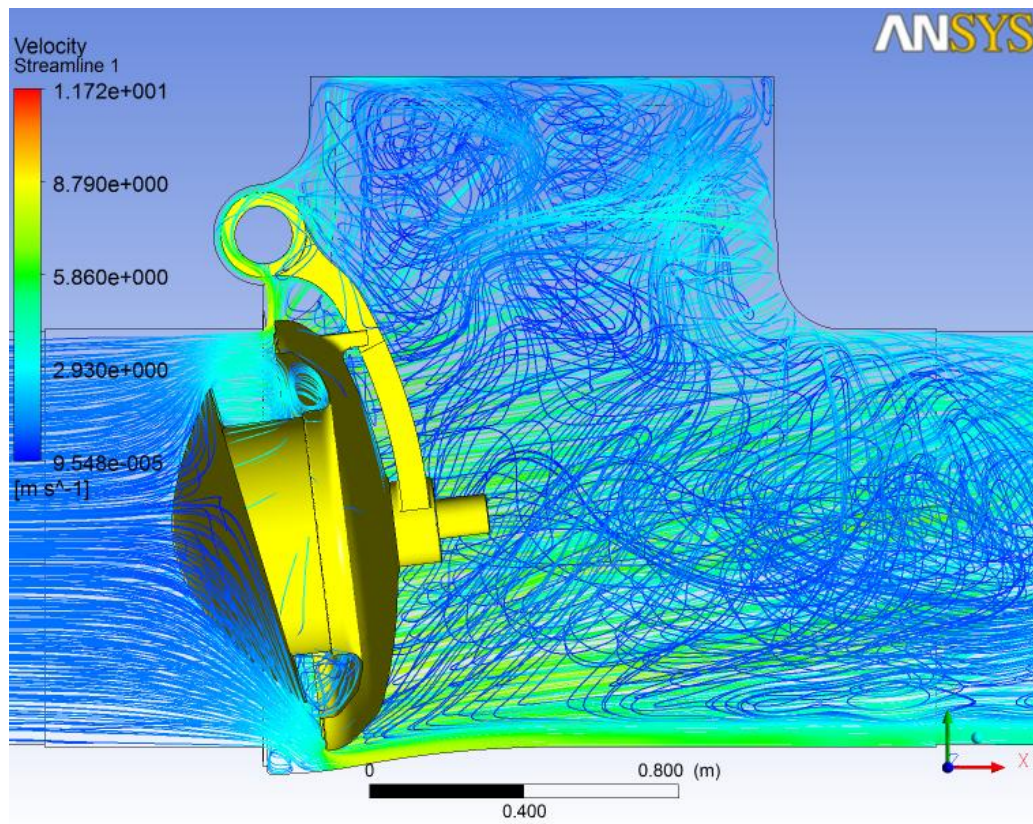


Figura 147

2.8.3 Posizione di equilibrio

In questa fase viene analizzato il moto del fluido in condizioni stazionarie, per entrambi i casi, per poter trovare la posizione di equilibrio dell'otturatore. Questa viene calcolata confrontando il momento dovuto alla forza peso dell'otturatore, in varie posizioni, con quello generato dal fluido calcolato tramite Ansys.

Per facilitare il calcolo, è stato spostato il sistema di riferimento di tutto l'assieme sull'albero dell'otturatore.

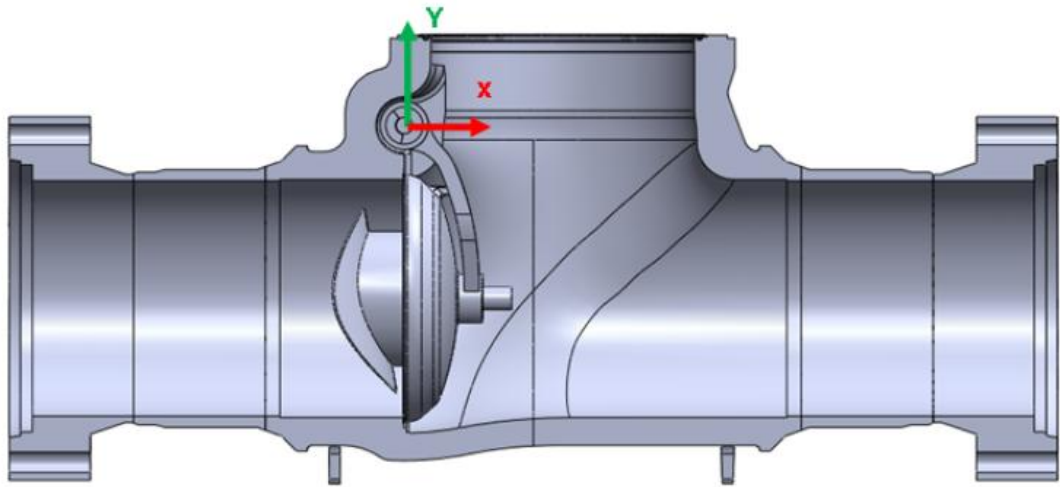


Figura 148

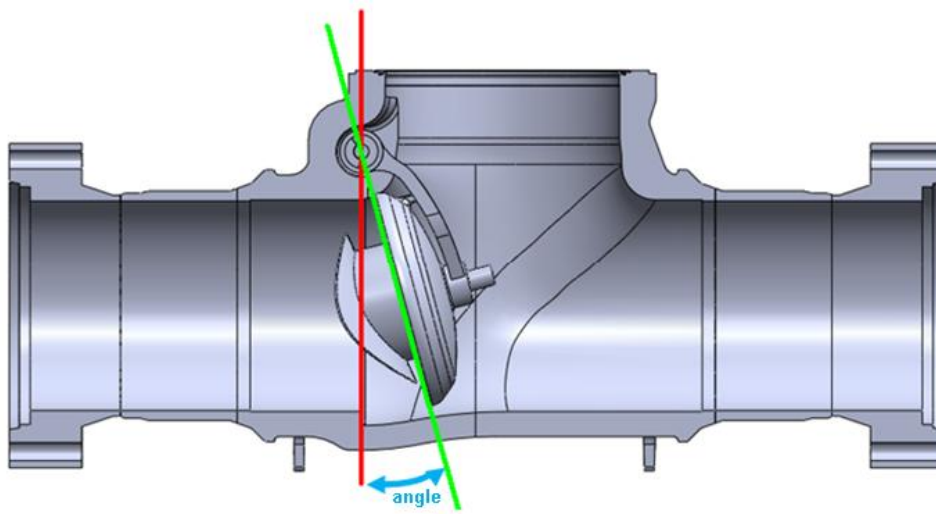


Figura 149

La posizione di equilibrio è quella posizione che bilancia il momento generato dal fluido T_{fluid} con il momento generato dalla forza di gravità T_{grav} . Il calcolo di T_{fluid} è stato effettuato direttamente con il programma Ansys, mentre il calcolo di T_{grav} è stato effettuato manualmente.

Per prima cosa bisogna dunque trovare la posizione del baricentro dell'otturatore. Data la geometria complessa, questo non sarà posizionato esattamente sull'asse ma sarà inclinato di un angolo, che in questo caso corrisponde a circa 10.197°.

Di conseguenza allo spostamento dall'asse di riferimento della valvola si dovrà sommare questo angolo.

$$T_{grav} = M/2 \cdot g \cdot R \cdot \sin(\beta(t))$$

dove:

- **M = massa del disco = 1033.45 kg**
- **g = accelerazione di gravità = 9.81 m/s²**
- **R = braccio = 0.69032 m**
- **$\beta(t)$ = variazione angolare(α) + posizione baricentro**

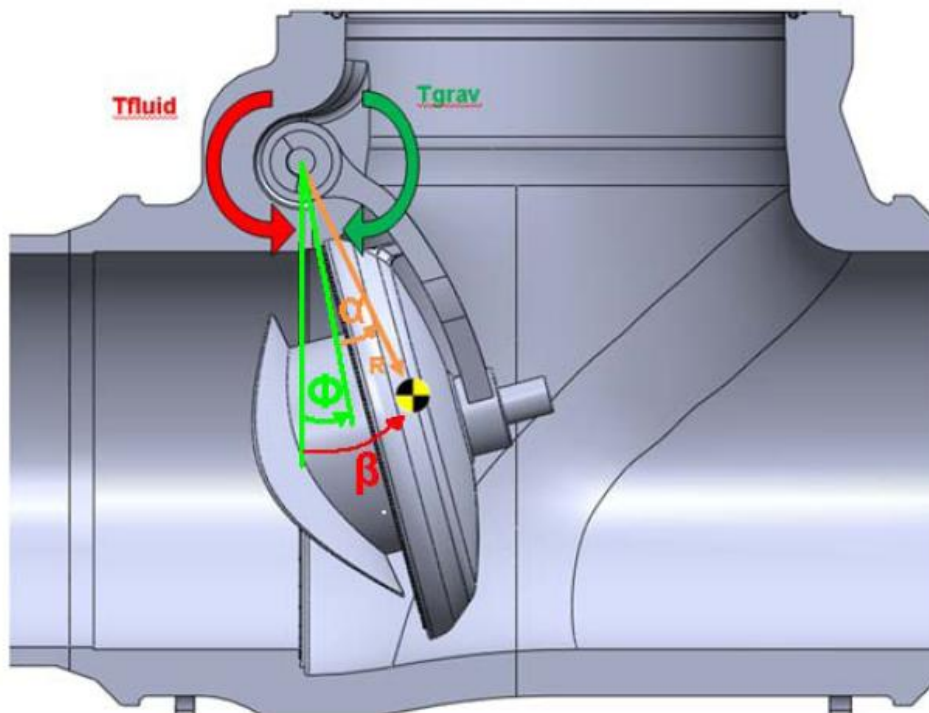


Figura 150

Per trovare la posizione di equilibrio si è calcolato il momento del fluido per varie posizioni di apertura del disco in entrambe le condizioni, fino a trovare la posizione che minimizza la differenza tra i due momenti:

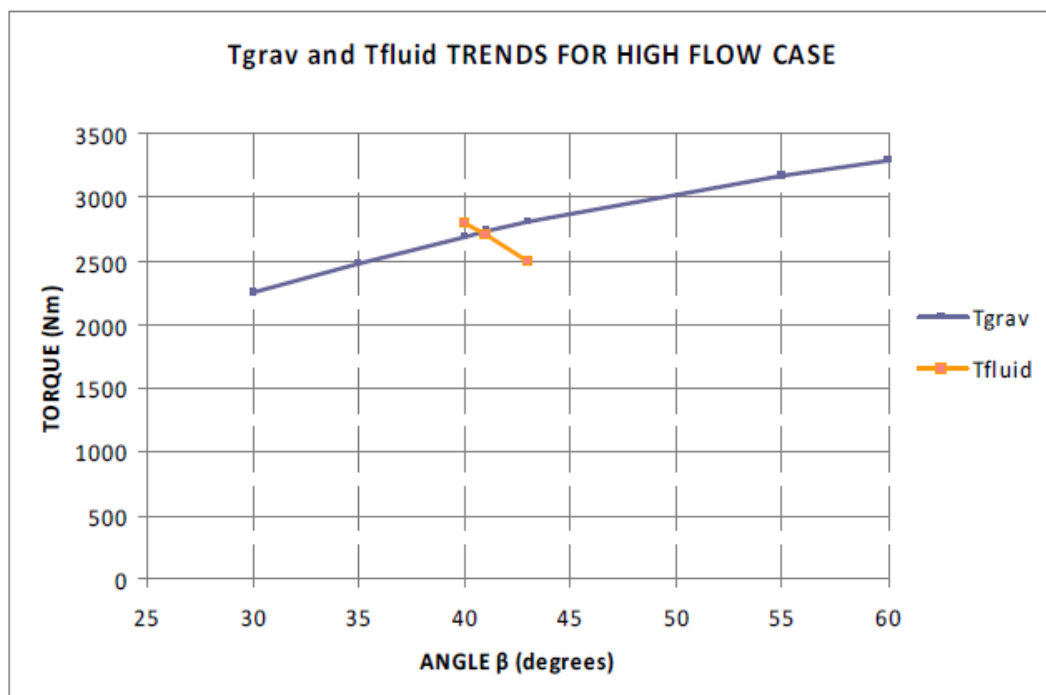
$$(T_{fluid} - T_{grav}) \rightarrow 0$$

Le seguenti tabelle mostrano le prove eseguite:

2.8.3.1 High flow

Angle(α) (deg)	Grav. Torque (Nm)	Fluid Torque (Nm)
40	2688.335687	2800
41	2727.020627	2700
43	2801.886945	2500

Tabella 22



Da cui si ottiene che la posizione di equilibrio diventa:

$$\beta = 41 \text{ deg}$$

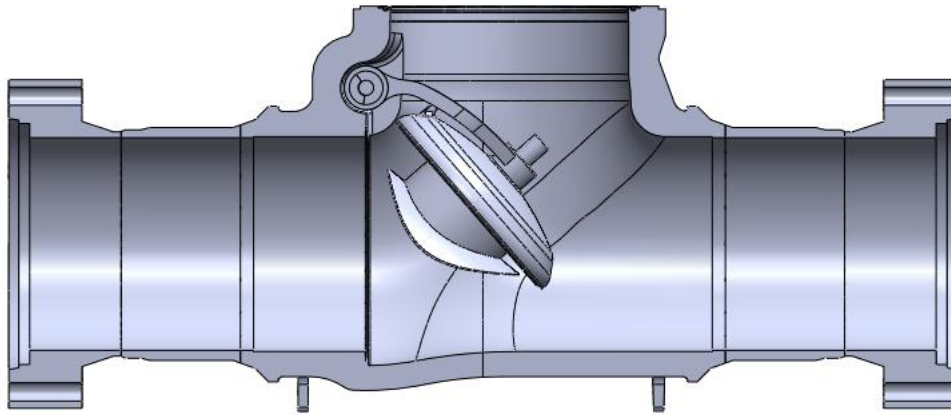
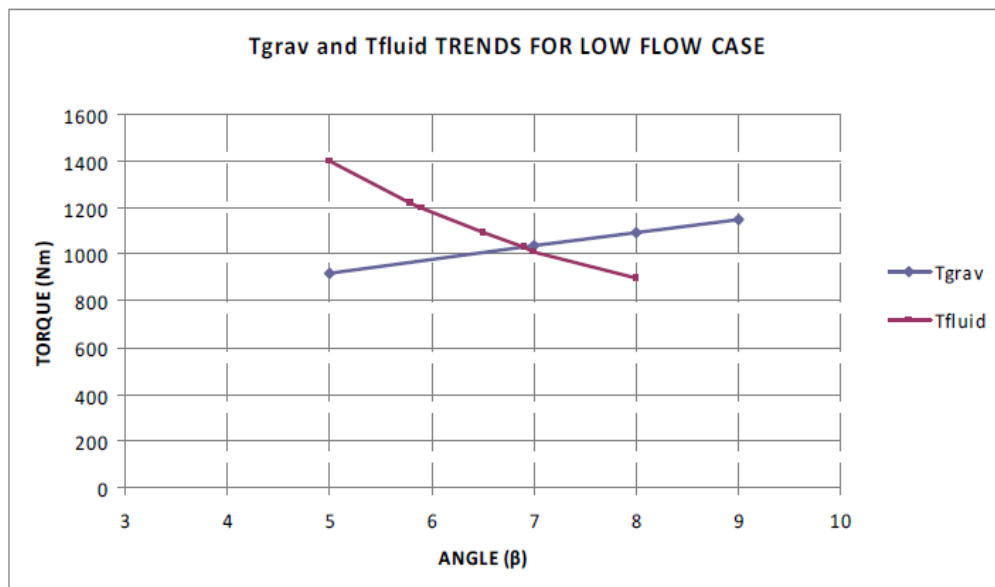


Figura 151

2.8.3.2 Low flow

Angle (β)	T_{grav} Grav. Torque	T_{fluid} Fluid Torque
(deg)	(Nm)	(Nm)
5.9	970.2408082	1200
6.5	1005.394671	1090
6.9	1028.769566	1025
7	1034.6055	1010
8	1091.6746	900

Tabella 23



Da cui si ottiene che la posizione di equilibrio è:

$$\beta = 6.9 \text{ deg}$$

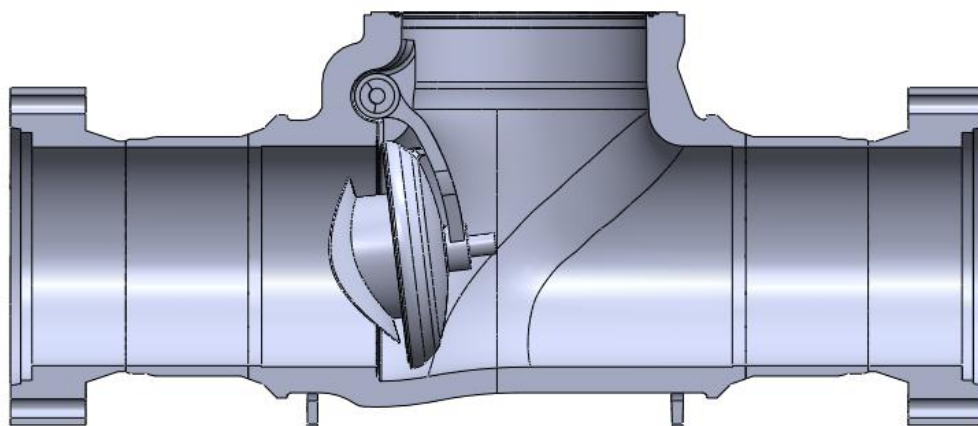


Figura 152

2.8.4 Caduta di pressione

A causa della presenza dell'otturatore che limita il passaggio del fluido all'interno della condotta, si viene a creare una caduta di pressione.

Pressure loss between inlet and outlet sections
(bar)
0.02765

Pressure loss between inlet and outlet sections
(bar)
0.06725

Tabella 24

2.8.4.1 High flow

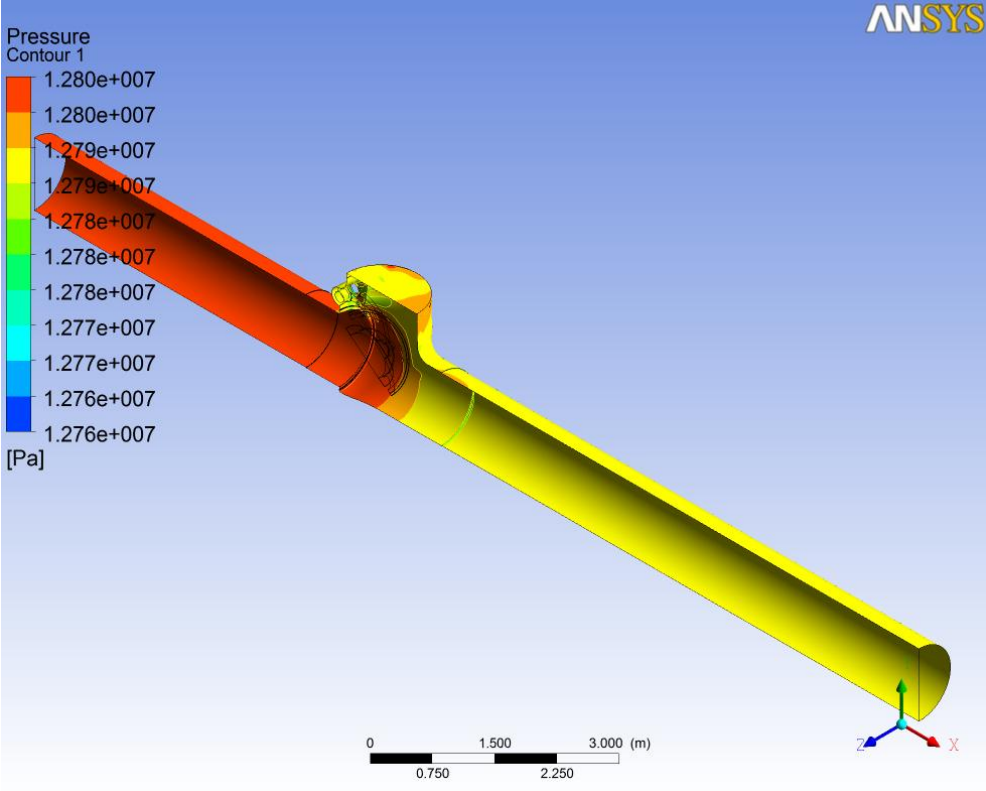


Figura 153

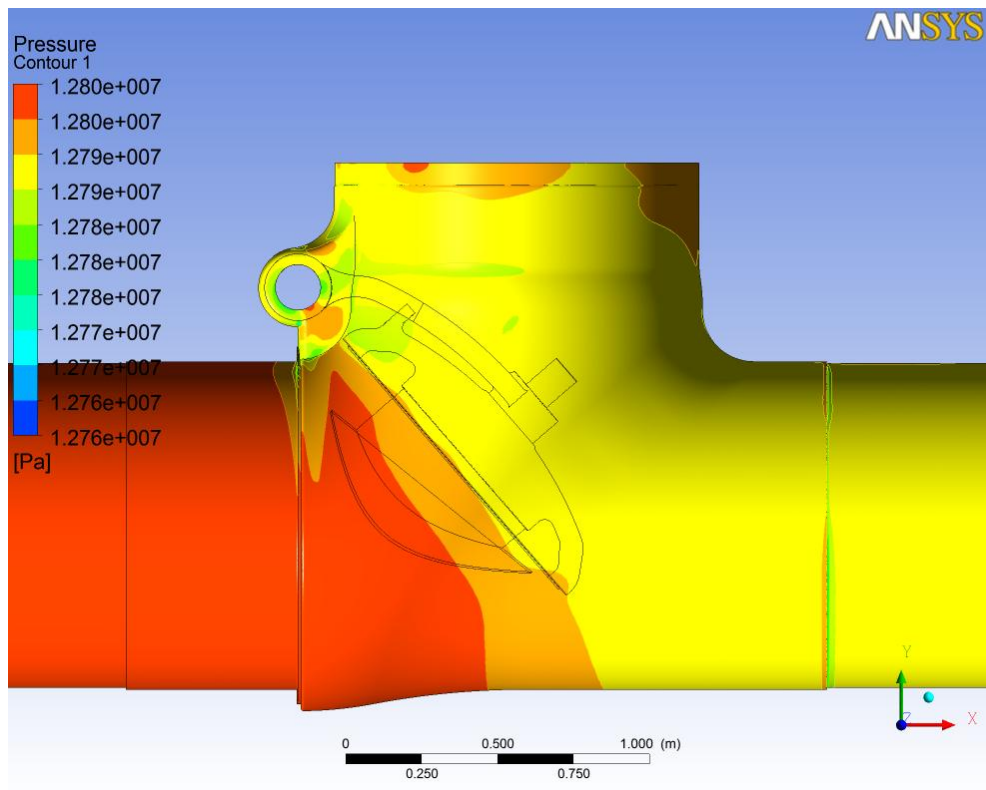


Figura 154

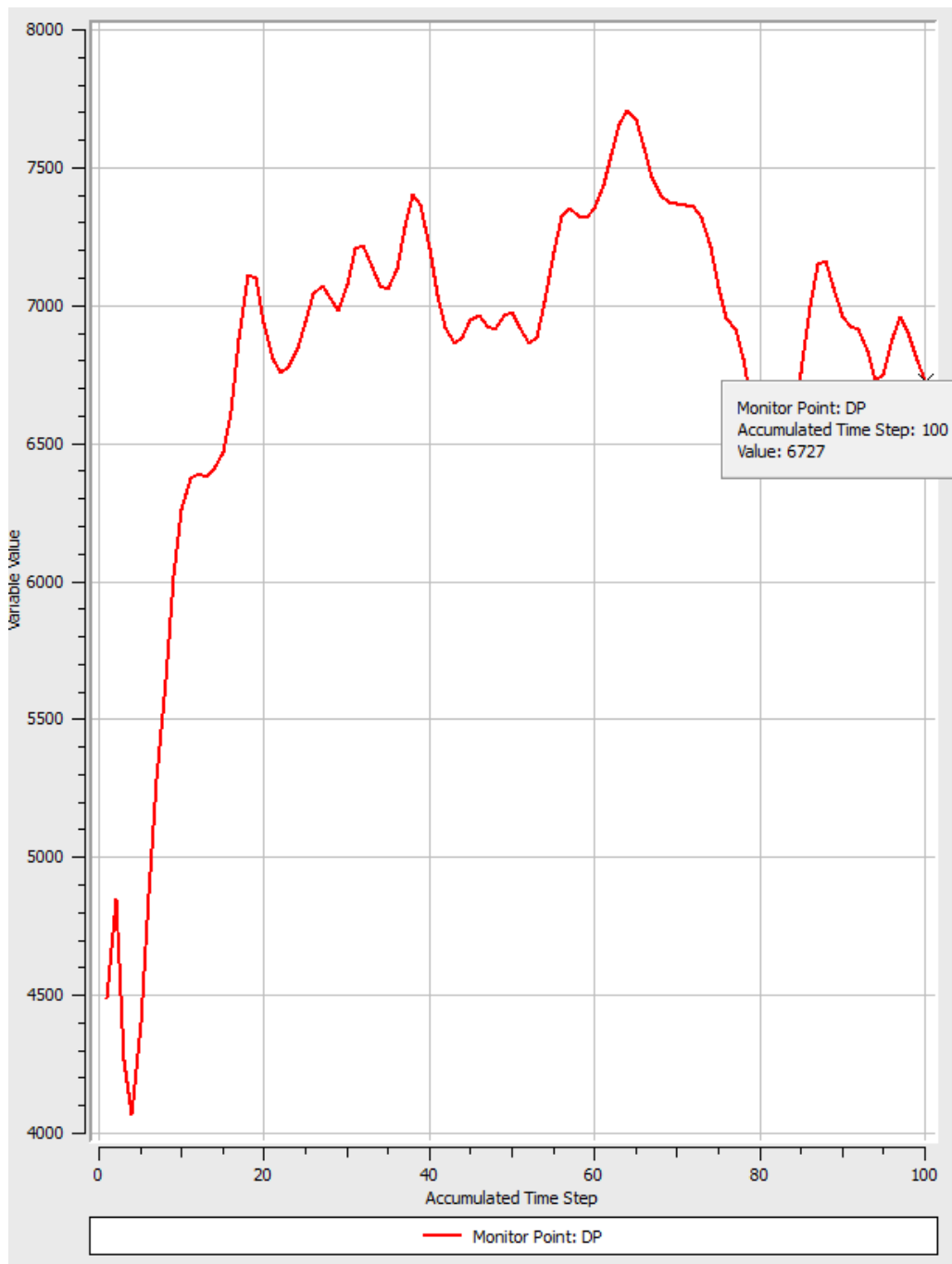


Figura 155

2.8.4.2 Low flow

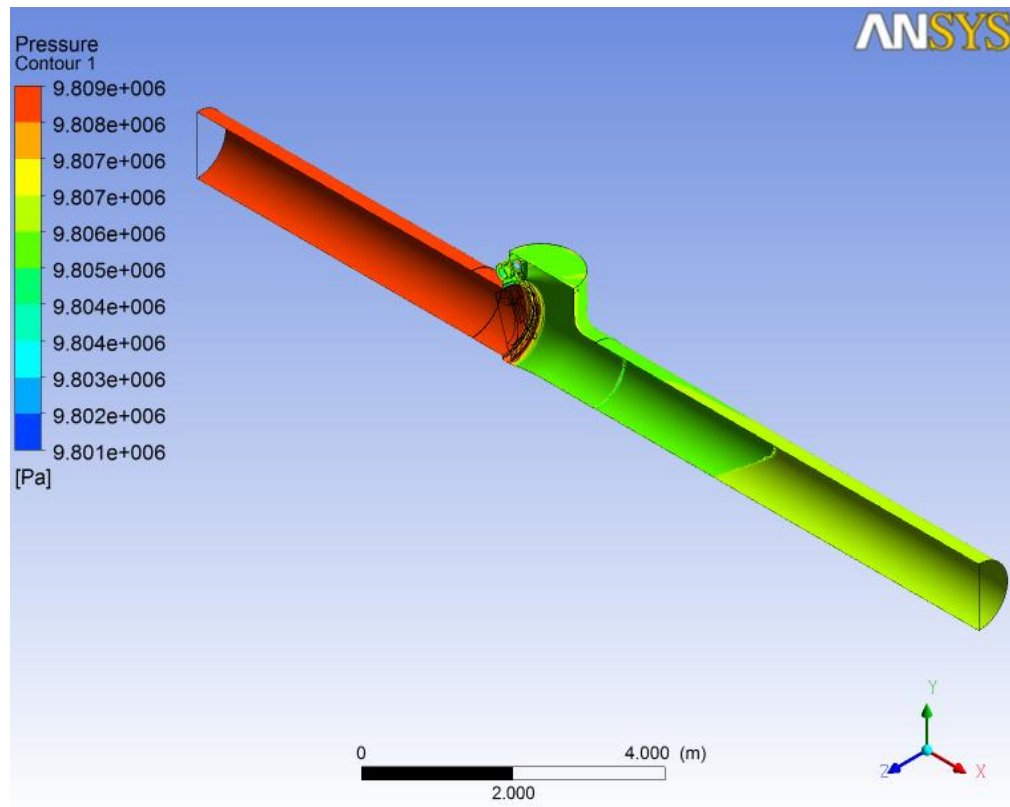


Figura 156

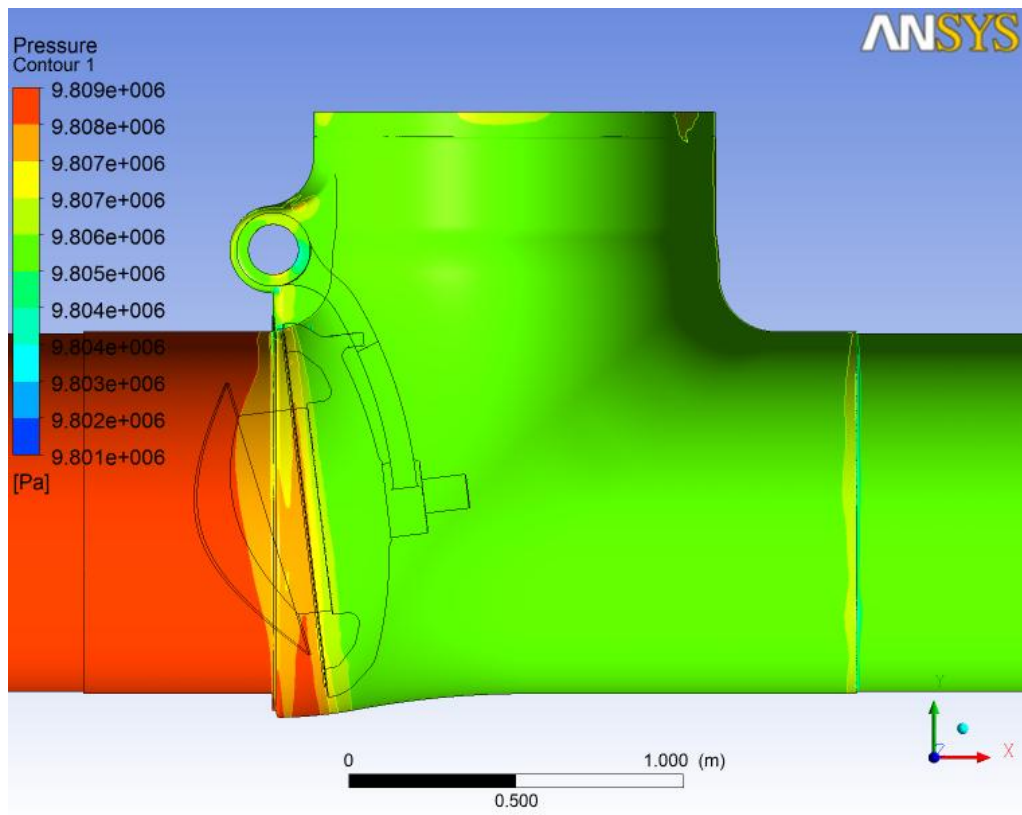


Figura 157

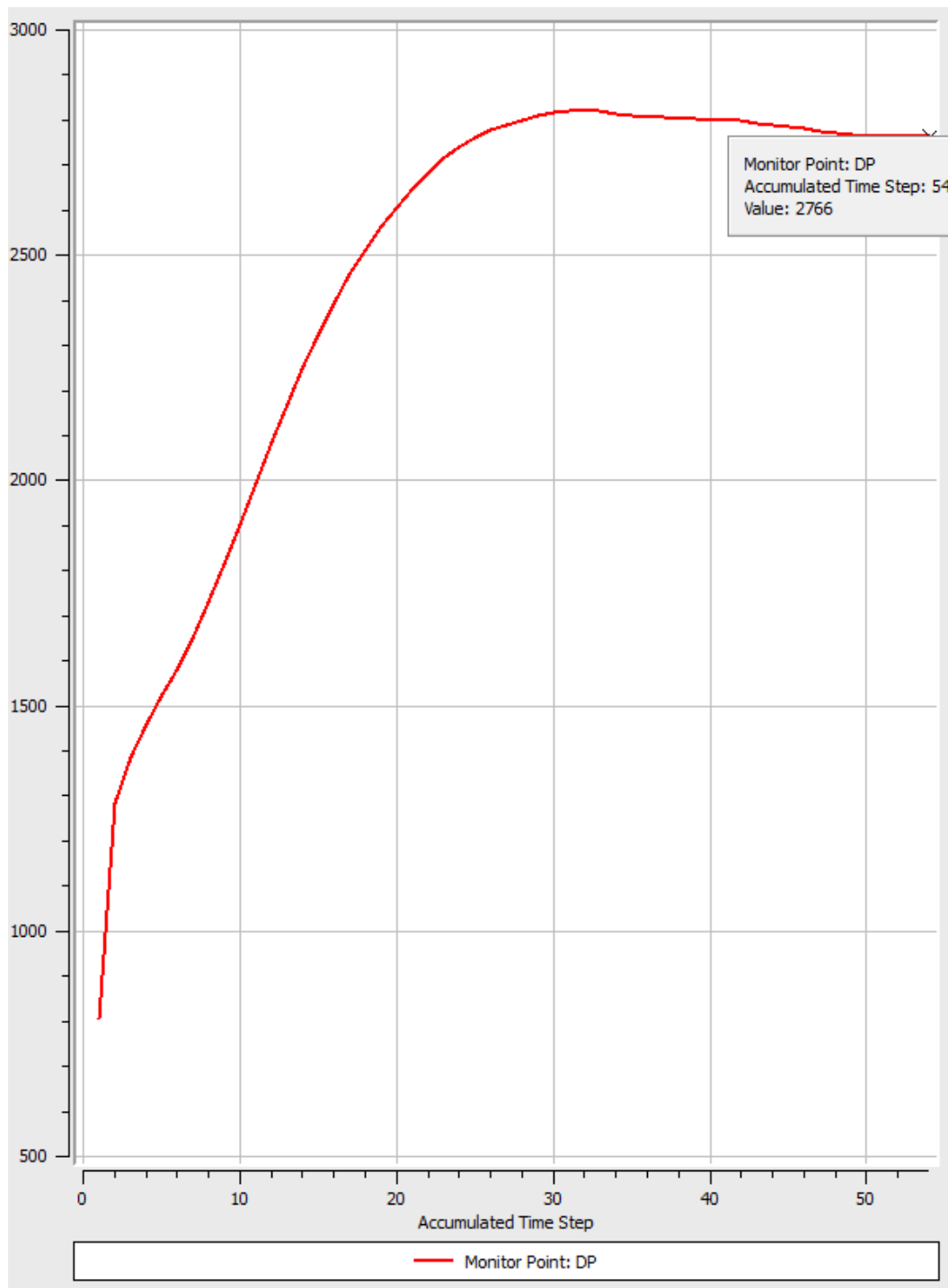


Figura 158

2.9 Analisi transiente

Una volta trovata la posizione di equilibrio è stata effettuata un'analisi transiente per verificare che nelle due condizioni di funzionamento l'otturatore non oscillasse ed in particolar modo che non andasse in risonanza.

Il risultato ottenuto è stato che l'otturatore, in particolare nella condizione di massima portata, oscilla di poco intorno alla posizione di equilibrio ma senza entrare in risonanza.

La seguente tabella riassume i risultati ottenuti.

Case	OPERATING CONDITION		EQUILIBRIUM POSITION	CHATTERING
	Flow Rate	Pressure	β	
	Kg/h	bar	degrees	
High flow	2020479	127.9	41	No chattering
Low flow	304245	98.06	6.9	No chattering

Tabella 25

Un'ulteriore verifica è stata fatta per confermare i dati ottenuti.

Sono state calcolate le frequenze proprie dell'otturatore e quella del fluido in entrambe le configurazioni.

Per calcolare è stata eseguita la trasformata di Fourier dei dati utilizzando i programmi FFTMAKER e SIGVIEW ottenendo i seguenti risultati:

FFT MAKER High flow

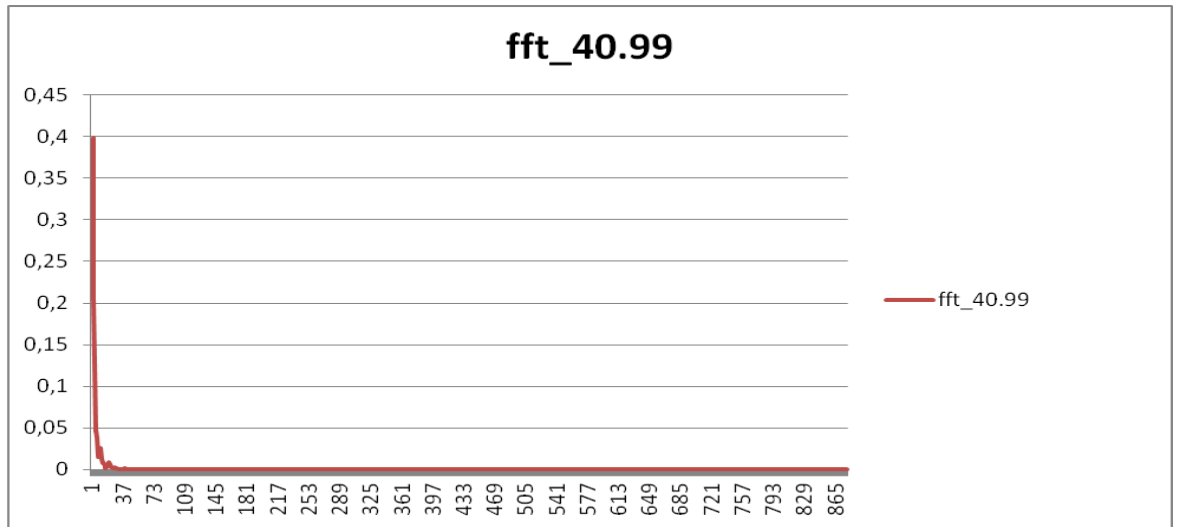
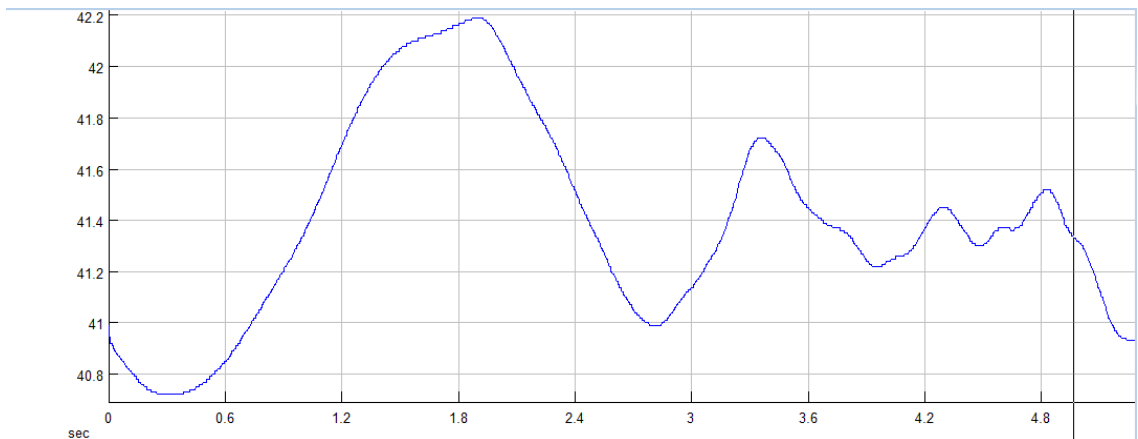


Figura 159

Da cui si ottiene una frequenza massima pari a 0.39844 Hz.

Sigview high flow



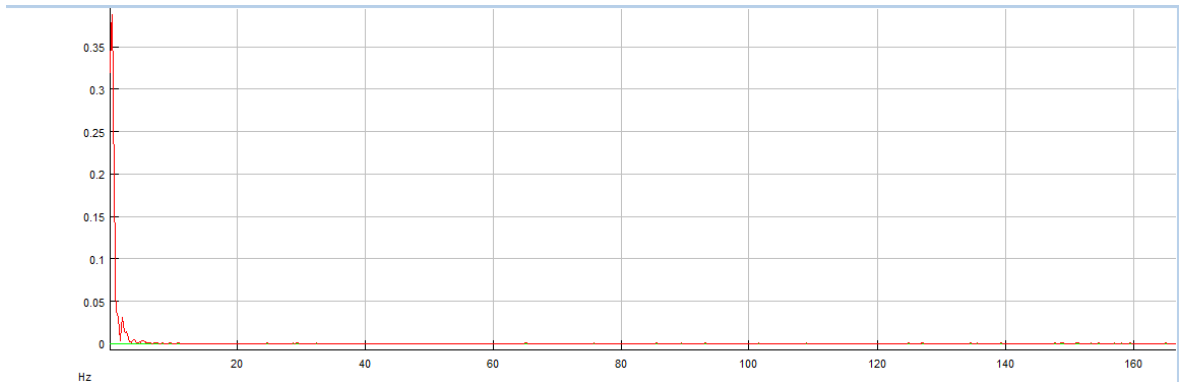


Figura 160

Da cui si ottiene una frequenza massima pari a:

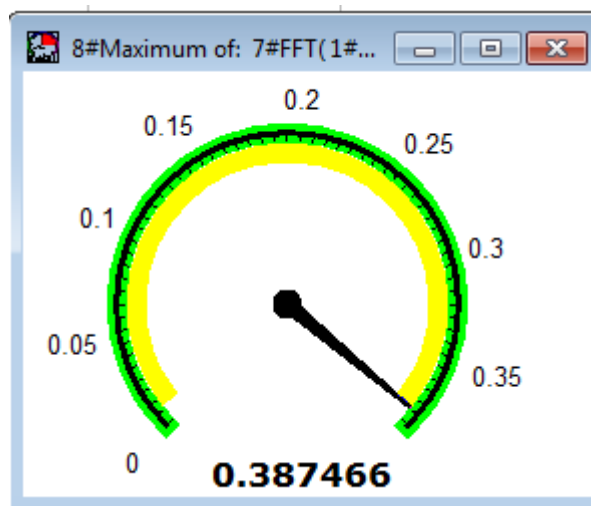


Figura 161

FFTMAKER Low flow

Sigview Lowflow

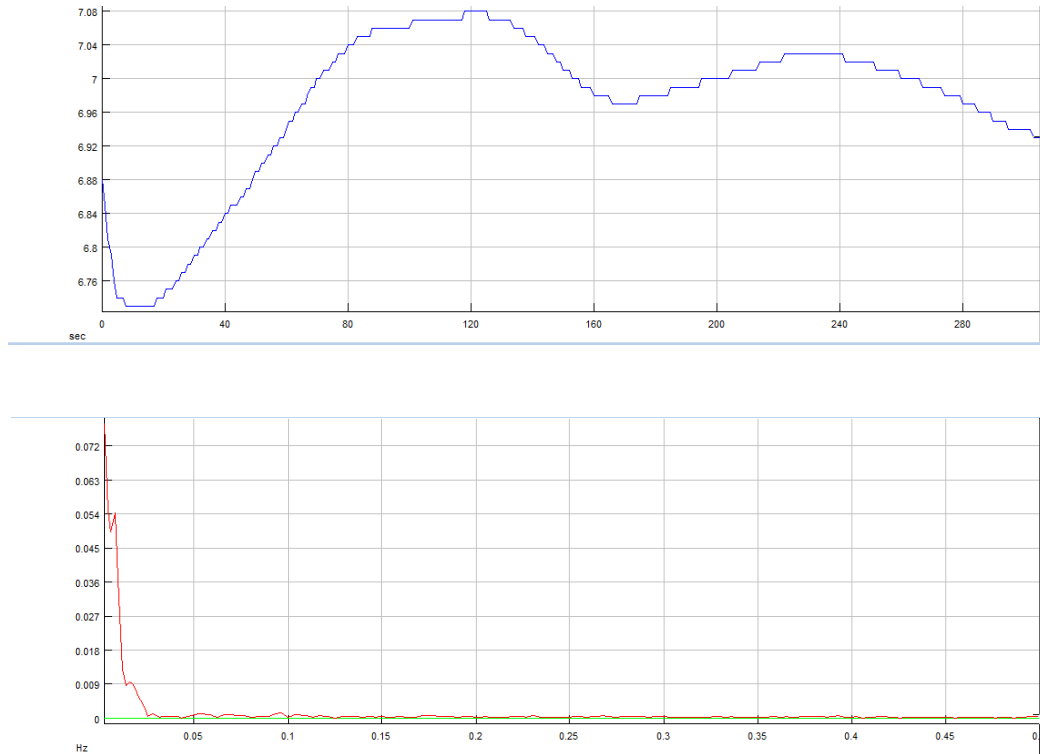


Figura 162

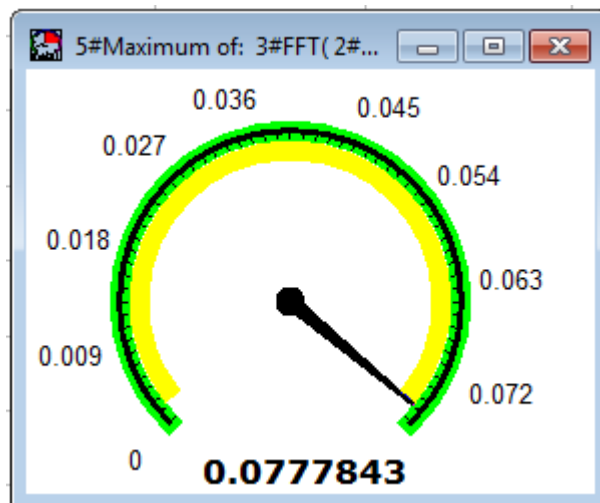


Figura 163

Queste vengono messe a confronto con la frequenza propria dell'otturatore calcolata come un pendolo fisico.

$$T = 2 * \pi * \sqrt{\frac{I}{m * g * d}}$$

Dove:

I=momento d'inerzia rispetto all'asse di rotazione=310.577619 ($kg * m^2$)

m=massa dell'otturatore=516.725 (kg)

d=distanza tra baricentro e asse rotazione=0.69032085 (m)

g= accelerazione di gravità=9.8 ($\frac{m}{s^2}$)

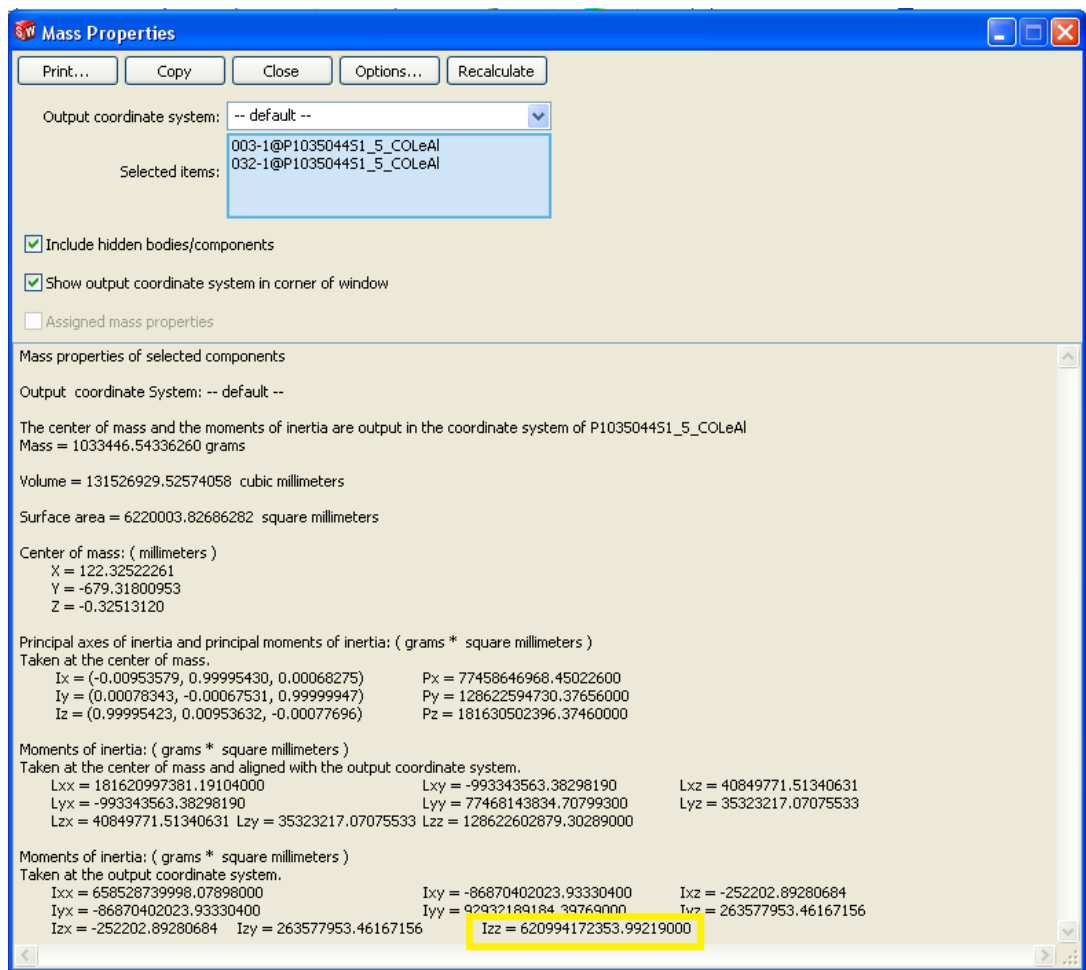


Figura 164

$$T = 1.87 \text{ s}$$

$$f = 0.53 \text{ Hz}$$

Messi a confronto i valori ottenuti si nota come le frequenze sono molto distanti tra loro, confermando così la non presenza di risonanza.

2.10 Effetti variazione di posizione di $\pm 5^\circ$

Essendo una valvola sottomarina, la posizione d'installazione potrebbe variare, sia longitudinalmente sia perpendicolarmente all'asse di rotazione, di circa $\pm 5^\circ$.

In particolare si è voluto verificare se l'otturatore, in condizione di chiusura, rimanesse chiuso oppure si potesse aprire.

Sono stati calcolati i valori del momento gravitazionale nelle varie configurazioni (tabella 26).

Si è visto, dunque, che l'otturatore rimaneva chiuso.

Rotation about the horizontal axes ($\theta 1$)	Rotation about the longitudinal axes ($\theta 2$)	T_{grav} Grav. Torque
(deg)	(Nm)	(Nm)
0	0	619.5
-5	+5	315.7

Tabella 26

2.11 CONCLUSIONI

L'analisi del modello relativo al corpo valvola ha permesso di confermare la resistenza statica di questa nei vari casi analizzati. Di seguito vengono riassunti i casi più significativi con i relativi risultati:

CASO TEST

I. STRESS MEMBRANALE

Body (sect.2)	$P_m = 232 \text{ MPa} < ST20 = 262.2 \text{ MPa}$
Bonnet (sect.83)	$P_m = 75 \text{ MPa} < ST20 = 235.6 \text{ MPa}$
Pup piece (sect.95)	$P_m = 241.2 \text{ MPa} < ST20 = 427.5 \text{ MPa}$

II. STRESS MEMBRANALE LOCALE:

Body	All sections are primary membrane equivalent stress
Bonnet	All sections are primary membrane equivalent stress
Pup piece	All sections are primary membrane equivalent stress

III. STRESS MEMBRANALE PIÙ BENDING:

Body (sect.27)	All sections are secondary equivalent stress
Bonnet (sect.72)	$P_m + P_b = 221 \text{ MPa} < 1.5 \cdot ST20 = 353.4 \text{ MPa}$
Pup piece	All sections are secondary equivalent stress

IV. STRESS SECONDARI:

Body (sect.49)	$P_m + P_b + Q = 524.4 \text{ MPa}$ - no limit specified
Bonnet bending	All sections are primary membrane plus equivalent stress
Pup piece (sect.95) specified	$P_m + P_b + Q = 279.3 \text{ MPa}$ - no limit specified

V. STRESS ASSIALE NEI TIRANTI:

Body to bonnet $386.4 \text{ MPa} < 2 \cdot S_{m20} = 483.3 \text{ MPa}$

VI. STRESS ASSIALE PIÙ BENDING NEI TIRANTI:

Body to bonnet $399.5 \text{ MPa} < 3 \cdot S_{m20} = 725 \text{ MPa}$

CASO OPERATIVO

I. STRESS MEMBRANALE:

Body (sect.2, case C2) $P_m = 156.8 \text{ MPa} < S_{65} = 172.67 \text{ MPa}$
Bonnet (sect.83, case C2) $P_m = 67.9 \text{ MPa} < S_{65} = 155.3 \text{ MPa}$
Pup piece (sect.86, case C6) $P_m = 160.8 \text{ MPa} < S_{65} = 220.8$

II. STRESS MEMBRANALE LOCALE:

Body All sections are primary membrane equivalent stress
Bonnet All sections are primary membrane equivalent stress
Pup piece (sect.85, case C6) All sections are primary membrane equivalent stress

III. STRESS MEMBRANALE PIÙ BENDING:

Body (sect.27, case C3) All sections are stress equivalent stress
Bonnet (sect.72, case C2) $P_m + P_b = 160.8 < 1.5 S_{65} = 233 \text{ MPa}$
Pup piece All sections are secondary equivalent stress

IV. STRESS SECONDARIO:

Body (sect.49, case C5) $P_m + P_b + Q = 354 \text{ MPa} < 3 S_{65} = 518 \text{ MPa}$
Bonnet bending All sections are primary membrane plus equivalent stress
Pup piece (sect.97, case C5) $P_m + P_b + Q = 201.2 \text{ MPa} < 3 S_{65} = 662.5 \text{ MPa}$

V. STRESS ASSIALE NEI TIRANTI:

Body to bonnet (case C6) $357.5 \text{ MPa} < 2 \cdot S_{m65} = 468 \text{ MPa}$

VII. STRESS ASSIALE PIÙ BENDING NEI TIRANTI:

Body to bonnet (case C6) $368.5 \text{ MPa} < 3 \cdot S_{m65} = 702 \text{ MPa}$

Da questi risultati si evidenzia che la struttura risulta essere idonea.

Da una analisi più approfondita attraverso l'analisi FEA si nota che alcune zone della struttura subiscono uno stato di sforzo superiore a quello consentito dallo snervamento del materiale in particolare nella zona di raccordo della sede albero. Di conseguenza il comportamento non risulta essere più lineare e risulta essere quindi necessaria un'analisi elasto-plastica della struttura.

Per cercare di risolvere il problema si è cercato di intervenire, ove possibile, sulla geometria del corpo valvola, in modo da irrigidire le zone più sollecitate.

La normativa ASME VIII DIV.2 prevede che se la struttura subisce deformazione plastica, l'elongazione massima della struttura non deve superare quella massima del materiale per garantire che questa non collassi.

I risultati ottenuti sono:

I. Elongazione massima :

Body $9.9 \%* < 22\%$

Una eventuale soluzione al problema, oltre alle modifiche effettuate, sarebbe stata quella di aumentare lo spessore della parete della valvola, in quanto risulta essere poco spessa, evitando così il fenomeno di "spanciamento" che si viene a creare, ossia la valvola tende a gonfiarsi provocando deformazioni e aumento degli sforzi nelle zone maggiormente sollecitate.

Questa soluzione però avrebbe comportato un cambiamento del modello usato in fonderia con conseguente aumenti dei costi di realizzazione.

Successivamente è stata analizzata la fluidodinamica dell'insieme corpo valvola- otturatore per descriverne il moto che si instaurava e le perdite di pressione generate nelle condizioni di funzionamento di bassa e alta portata.

Dall'analisi CFX si sono ottenuti i seguenti risultati:

High Flow						
Section	ρ $\frac{\text{g}}{(\text{cm}^3)}$	V $\frac{\text{cm}}{(\text{s})}$	D (cm)	μ (poise)	Re	Regime
Inlet	0.118946	526.306	106.84	1.1	6080.36	Turbolent
Plane 1	0.118872	848.854	106.84	1.1	9800.625	Turbolent
Outlet	0.118883	574.889	106.84	1.1	6638.06	Turbolent

Low Flow						
Section	ρ $\frac{\text{g}}{(\text{cm}^3)}$	V $\frac{\text{cm}}{(\text{s})}$	D (cm)	μ (poise)	Re	Regime
Inlet	0.0923709	102.062	106.84	1.1	915.67	Laminar
Plane 1	0.0923404	439.749	106.84	1.1	3944.008	Turbolent
Outlet	0.0923431	120.059	106.84	1.1	1076.813	Laminar

Con una perdita di pressione nel caso di High flow pari a 6727 Pa mentre nel caso Low flow di 2793 Pa.

Successivamente è stata calcolata la posizione di equilibrio dell'otturatore in queste due configurazioni per verificare se il fluido provocabbe un moto oscillatorio in risonanza dell'otturatore.

Si è ottenuto dall'analisi che la posizione di equilibrio è di 41° rispetto alla verticale nel caso High flow mentre di 6.9° nel caso di Low flow.

2.12 APPENDICE A

Caso C1 Hydrostatic shell test

Equivalent Stress according to ASME VIII div.2 ed. 2010 and following

Program: LinearAnsys rel.2.0.14

Sections		Membrane	Membrane + Bending
No.	Nodes		
1	346745-367890	91.3	180.1
2	367457-346824	114.0	206.4
3	346860-346869	129.6	249.1
4	347040-755546	49.7	104.6
5	368905-755857	42.6	115.8
6	347099-389364	53.6	155.2
7	368694-367175	268.3	350.3
8	347077-367938	375.7	476.0
9	368922-387799	421.6	524.4
10	387889-387796	165.6	303.8
11	368124-382303	113.2	194.3
12	391266-346781	98.0	169.0
13	368759-682382	148.7	159.7
14	344847-364055	178.3	207.5
15	343263-343386	106.0	174.6
16	382851-355305	110.2	187.8
17	382724-340463	51.3	121.9
18	382744-352428	92.8	175.7
19	351222-351013	128.0	254.8
20	350817-340121	125.2	255.5
21	382832-385844	107.2	237.6
22	347900-347841	95.6	205.4
23	348965-389485	127.5	213.7
24	339919-349411	179.1	243.6
25	341911-341915	143.9	242.4
26	356420-356629	127.2	250.5
27	355781-341282	196.0	359.0
28	341477-341435	232.5	473.7
29	341604-341582	156.3	322.8
30	341844-341802	118.3	209.8
31	371408-352494	150.4	217.2
32	370699-350886	143.1	311.0
33	350594-370459	143.2	285.1
34	349934-349765	141.4	92.2

35	370227-349765	138.7	156.7
36	370105-349127	132.8	127.8
37	349538-369827	109.8	227.0
38	284234-284137	218.6	220.2
39	283499-283402	224.2	234.7
40	283399-283350	230.1	256.5
41	284232-284281	226.5	234.6
42	333194-333097	224.6	255.9
43	332018-331921	241.2	279.3
44	332065-332016	239.2	261.9
45	333388-333339	189.2	203.8
46	22241-22293	46.3	35.9
47	8993-22242	74.8	66.8
48	9632-22245	66.4	96.5
49	10509-22245	58.5	97.2
50	22250-22192	38.1	151.1
51	22260-22204	22.2	221.0
52	22276-22224	31.7	181.6
53	10513-22284	61.3	93.1
54	9630-22285	72.3	84.1
55	8990-22286	75.0	70.9
56	8271-22287	67.1	52.7

Case C2 –Caso C2 Operating open
Equivalent Stress according to ASME VIII div.2 ed. 2010 and following

Program: LinearAnsys rel.2.0.14

Sections		Membrane	Membrane + Bending
No.	Nodes		
1	346745-367890	63.9	134.2
2	367457-346824	79.5	150.3
3	346860-346869	90.1	178.6
4	347040-755546	35.2	71.9
5	368905-755857	29.3	76.6
6	347099-389364	36.2	104.2
7	368694-367175	180.4	234.9
8	347077-367938	253.5	320.5
9	368922-387799	284.9	354.0
10	387889-387796	110.6	203.4
11	368124-382303	75.3	129.5
12	391266-346781	65.1	112.3
13	368759-682382	98.9	106.1
14	344847-364055	119.0	138.4

15	343263-343386	70.6	116.5
16	382851-355305	73.5	125.4
17	382724-340463	34.2	81.3
18	382744-352428	61.9	117.3
19	351222-351013	85.3	170.0
20	350817-340121	83.4	170.4
21	382832-385844	71.5	158.5
22	347900-347841	63.7	137.0
23	348965-389485	85.0	142.5
24	339919-349411	119.4	162.4
25	341911-341915	95.8	161.8
26	356420-356629	84.7	167.2
27	355781-341282	131.1	240.1
28	341477-341435	156.8	319.0
29	341604-341582	106.9	219.3
30	341844-341802	82.1	143.3
31	371408-352494	100.6	145.4
32	370699-350886	95.5	207.1
33	350594-370459	95.6	189.7
34	349934-349765	94.3	61.2
35	370227-349765	92.5	104.7
36	370105-349127	88.5	85.3
37	349538-369827	73.2	151.4
38	284234-284137	145.7	147.5
39	283499-283402	149.5	156.1
40	283399-283350	153.4	171.0
41	284232-284281	151.1	156.4
42	333194-333097	149.8	170.7
43	332018-331921	160.8	186.2
44	332065-332016	159.5	201.2
45	333388-333339	126.0	190.8
46	22241-22293	45.7	31.3
47	8993-22242	67.8	61.8
48	9632-22245	48.5	79.6
49	10509-22245	41.7	78.2
50	22250-22192	25.4	113.6
51	22260-22204	14.6	160.8
52	22276-22224	21.0	134.5
53	10513-22284	43.3	76.4
54	9630-22285	54.6	73.7
55	8990-22286	62.2	66.2

56	8271-22287	67.9	52.7
----	------------	------	------

Case C3 –Caso C3 Operating open+external loads

Equivalent Stress according to ASME VIII div.2 ed. 2010 and following

Program: LinearAnsys rel.2.0.14

No.	Sections	Membrane	Membrane + Bending
	Nodes		
1	346745-367890	64.2	144.1
2	367457-346824	81.1	156.9
3	346860-346869	93.5	188.8
4	347040-755546	34.4	74.4
5	368905-755857	29.4	74.8
6	347099-389364	33.4	106.4
7	368694-367175	182.8	235.6
8	347077-367938	260.7	329.3
9	368922-387799	294.5	363.3
10	387889-387796	110.8	204.9
11	368124-382303	73.5	129.8
12	391266-346781	63.1	110.8
13	368759-682382	97.4	110.2
14	344847-364055	129.5	144.3
15	343263-343386	73.9	120.8
16	382851-355305	74.0	123.6
17	382724-340463	37.7	88.4
18	382744-352428	59.7	114.3
19	351222-351013	84.6	174.1
20	350817-340121	81.5	173.5
21	382832-385844	68.9	162.5
22	347900-347841	61.7	141.6
23	348965-389485	87.9	154.8
24	339919-349411	131.0	177.9
25	341911-341915	80.8	152.4
26	356420-356629	80.3	165.8
27	355781-341282	132.4	250.7
28	341477-341435	160.9	337.6
29	341604-341582	109.0	237.9
30	341844-341802	84.2	158.0
31	371408-352494	110.5	134.3
32	370699-350886	106.4	215.0
33	350594-370459	110.8	230.6

34	349934-349765	105.7	108.0
35	370227-349765	103.1	103.8
36	370105-349127	96.0	97.3
37	349538-369827	72.7	152.4
38	284234-284137	141.3	141.6
39	283499-283402	149.8	153.2
40	283399-283350	158.0	173.7
41	284232-284281	161.8	159.0
42	333194-333097	172.5	180.0
43	332018-331921	172.4	206.1
44	332065-332016	162.7	175.5
45	333388-333339	106.3	131.0
46	22241-22293	46.1	31.1
47	8993-22242	68.1	61.7
48	9632-22245	49.0	78.6
49	10509-22245	42.1	76.9
50	22250-22192	25.5	112.4
51	22260-22204	15.4	160.1
52	22276-22224	21.0	135.5
53	10513-22284	43.6	75.7
54	9630-22285	55.1	73.6
55	8990-22286	62.8	66.1
56	8271-22287	68.4	52.7

Case C4 –Caso C4 External loads

Equivalent Stress according to ASME VIII div.2 ed. 2010 and following

Program: LinearAnsys rel.2.0.14

No.	Sections	Membrane	Membrane + Bending
	Nodes		
1	346745-367890	29.9	97.2
2	367457-346824	14.0	65.9
3	346860-346869	15.2	50.9
4	347040-755546	9.8	43.1
5	368905-755857	7.4	27.0
6	347099-389364	7.7	12.5
7	368694-367175	23.0	31.8
8	347077-367938	26.9	36.3
9	368922-387799	29.2	33.3
10	387889-387796	20.9	30.9
11	368124-382303	18.4	20.2
12	391266-346781	16.5	16.4

13	368759-682382	19.6	21.1
14	344847-364055	33.5	34.8
15	343263-343386	20.4	21.4
16	382851-355305	18.0	19.9
17	382724-340463	14.8	20.2
18	382744-352428	11.4	15.2
19	351222-351013	11.2	14.9
20	350817-340121	11.5	14.5
21	382832-385844	14.0	15.8
22	347900-347841	17.9	20.7
23	348965-389485	23.1	32.2
24	339919-349411	32.0	31.9
25	341911-341915	24.7	32.6
26	356420-356629	19.0	17.0
27	355781-341282	17.8	26.7
28	341477-341435	18.3	45.6
29	341604-341582	17.4	44.5
30	341844-341802	19.0	51.3
31	371408-352494	18.3	34.4
32	370699-350886	34.1	32.8
33	350594-370459	40.4	59.1
34	349934-349765	39.4	55.1
35	370227-349765	39.5	48.7
36	370105-349127	36.0	32.6
37	349538-369827	25.8	10.2
38	284234-284137	14.8	21.4
39	283499-283402	12.2	12.2
40	283399-283350	33.3	33.4
41	284232-284281	34.4	41.7
42	333194-333097	50.6	60.5
43	332018-331921	61.3	65.4
44	332065-332016	47.9	53.5
45	333388-333339	35.5	50.4
46	22241-22293	46.6	25.4
47	8993-22242	77.4	63.3
48	9632-22245	45.7	65.7
49	10509-22245	24.3	58.3
50	22250-22192	1.2	48.9
51	22260-22204	1.6	50.0
52	22276-22224	1.1	50.2
53	10513-22284	25.3	57.8

54	9630-22285	53.5	68.7
55	8990-22286	72.0	67.4
56	8271-22287	77.7	54.8

Case C5 –Caso C5 Operating open+bending Sy
Equivalent Stress according to ASME VIII div.2 ed. 2010 and following

Program: LinearAnsys rel.2.0.14

Sections		Membrane	Membrane + Bending
No.	Nodes		
1	346745-367890	37.3	52.8
2	367457-346824	43.4	76.6
3	346860-346869	44.5	94.2
4	347040-755546	62.4	61.9
5	368905-755857	54.8	127.9
6	347099-389364	91.2	82.8
7	368694-367175	120.4	170.2
8	347077-367938	115.1	169.1
9	368922-387799	80.8	119.6
10	387889-387796	115.9	196.6
11	368124-382303	155.1	147.8
12	391266-346781	166.5	183.6
13	368759-682382	253.5	250.0
14	344847-364055	209.5	256.7
15	343263-343386	148.3	152.6
16	382851-355305	116.8	136.6
17	382724-340463	126.5	172.9
18	382744-352428	140.3	166.7
19	351222-351013	143.2	165.5
20	350817-340121	144.3	161.4
21	382832-385844	145.2	166.2
22	347900-347841	150.1	162.7
23	348965-389485	174.5	207.7
24	339919-349411	213.5	219.8
25	341911-341915	255.8	245.1
26	356420-356629	181.3	170.8
27	355781-341282	150.2	203.9
28	341477-341435	130.2	166.5
29	341604-341582	100.8	120.6
30	341844-341802	71.9	133.3
31	371408-352494	134.1	187.9
32	370699-350886	88.6	141.4
33	350594-370459	71.8	152.9

34	349934-349765	87.7	58.3
35	370227-349765	89.4	85.3
36	370105-349127	109.7	61.1
37	349538-369827	136.9	118.2
38	284234-284137	392.6	452.3
39	283499-283402	395.5	446.5
40	283399-283350	409.5	417.8
41	284232-284281	321.8	339.5
42	333194-333097	308.7	350.6
43	332018-331921	403.0	416.1
44	332065-332016	392.0	437.1
45	333388-333339	375.2	486.1
46	22241-22293	49.9	47.1
47	8993-22242	68.1	61.8
48	9632-22245	56.0	70.4
49	10509-22245	48.7	72.1
50	22250-22192	30.9	109.5
51	22260-22204	19.3	158.4
52	22276-22224	28.0	127.9
53	10513-22284	50.5	68.0
54	9630-22285	59.6	57.7
55	8990-22286	61.2	64.3
56	8271-22287	69.4	63.4

2.13 APPENDICE B

Error! Reference source not found.

Equivalent Stress according to ASME VIII div.2 ed. 2010 and following

Program: LinearAnsys rel.2.0.14

No.	Sections	Membrane	Membrane + Bending
	Nodes		
1	21530-21432	257.5	292.0
2	48669-28027	221.9	255.6
3	52390-27677	165.3	201.5
4	25957-20924	89.3	149.5
5	48746-48737	92.3	205.8
6	25809-21186	55.0	160.1
7	52367-48775	116.0	215.9

8	21043-20942	126.1	233.3
9	21124-21138	126.7	234.2
10	21356-21244	127.4	206.9
11	21733-21383	57.6	139.3
12	52397-21509	34.2	105.7
13	21820-21634	57.6	140.0
14	21783-21705	124.6	210.2
15	30730-21926	125.1	232.1
16	31703-21926	118.6	172.7
17	53304-22439	53.3	159.1
18	50679-22466	86.0	170.0
19	34782-48578	118.0	152.1
20	35423-35209	197.5	218.4

Bibliografia

Introduzione al calcolo scientifico A.Quarteroni F.Saleri

Idraulica D.Citrini G.Nosedà

Perry's chimica engineer's handbook sixth edition

Robert Perry,

Don Green

ASME VIII part D 2010

ASME VIII part D division 2 2010

ASME B16.34.2009

ASME B16.20-1998 Metallic gaskets for pipe flanges

API 6D SS second edition December 2009

Ansys Workbench 2.0 Framework version 13-SP2

Cadra version 2008-023

Linear Ansys- versione 2.0.14

Bolt Ansys- versione 1.0.15

Mathcad 2001 professional

Solidworks 2011x64 edition SP5