



Agenzia Nazionale per le Nuove Tecnologie,
l'Energia e lo Sviluppo Economico Sostenibile



Ministero dello Sviluppo Economico

RICERCA DI SISTEMA ELETTRICO

Rapporto di progetto del circuito di prova e relativi componenti

A. Naviglio, M. Cumo, L. Ferroni, F. Giannetti, D. Vitale Di Maio



RAPPORTO DI PROGETTO DEL CIRCUITO DI PROVA E RELATIVI COMPONENTI.

A. Naviglio, M. Cumo, L. Ferroni, F. Giannetti, D. Vitale Di Maio (Università di Roma La Sapienza)

Novembre 2011

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico – ENEA

Area: Governo, gestione e sviluppo del sistema elettrico nazionale

Progetto: Fissione nucleare: metodi di analisi e verifica di progetti nucleari di generazione evolutiva ad acqua pressurizzata

Responsabile Progetto: Massimo Sepielli, ENEA

Titolo
Rapporto di progetto del circuito di prova e relativi componenti
Ente emittente CIRTEN (Università di Roma La Sapienza)

PAGINA DI GUARDIA

Descrittori
Tipologia del documento: Rapporto tecnico

Collocazione contrattuale: ACCORDO DI PROGRAMMA Ministero dello Sviluppo Economico – ENEA sulla Ricerca di Sistema Elettrico PIANO ANNUALE DI REALIZZAZIONE 2010 Progetto 1.3.2.a: Fissione nucleare: Metodi di analisi e verifica di progetti nucleari di generazione evolutiva ad acqua pressurizzata.

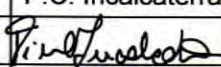
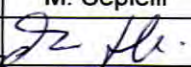
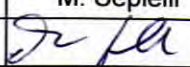
Argomenti trattati: Calcolo delle strutture meccaniche, Energia nucleare, Reattori nucleari ad acqua, Sicurezza nucleare

Sommario

il report illustra la procedura seguita per la progettazione di un impianto di prova sperimentale atto a riprodurre le condizioni di temperatura e pressione presenti nei reattori nucleari ad acqua in pressione (PWR, Pressurized Water Reactor).

Inizialmente è fornita una descrizione dell'impianto sperimentale, il cui componente principale è rappresentato dal recipiente in pressione, e delle prestazioni che tale impianto deve garantire. Sono evidenziati i principali criteri per la progettazione di componenti in pressione, con riferimento alla Direttiva 97/23/CE (direttiva PED) e alle norme italiane I.S.P.E.S.L. relative alla Verifica di Stabilità dei Recipienti in pressione (VSR).

Note
ALLEGATO n. 3
Copia n.
In carico a:

2			NOME			
			FIRMA			
1			NOME			
			FIRMA			
0	EMISSIONE	22/11/2011	NOME	P.C. Incalcaterra	M. Sepielli	M. Sepielli
			FIRMA			
REV.	DESCRIZIONE	DATA		CONVALIDA	VISTO	APPROVAZIONE



CIRTEN

Consorzio Interuniversitario per la Ricerca TEcnologica Nucleare

“SAPIENZA” UNIVERSITA’ DI ROMA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA ASTRONAUTICA, ELETTRICA ED ENERGETICA

RAPPORTO DI PROGETTO DEL CIRCUITO DI PROVA E RELATIVI COMPONENTI

Prof. Antonio Naviglio

Prof. Maurizio Cumo

Prof. Luisa Ferroni

Ing. Fabio Giannetti

Ing. Damiano Vitale Di Maio

CERSE-UNIRM RL 1178/2011

Roma, Novembre 2011

Lavoro svolto in esecuzione dell’Obiettivo 6.1.B Attività A1
AdP MSE-ENEA sulla Ricerca di Sistema Elettrico- Piano Annuale di Realizzazione 2010
Progetto 1.3.2.a “Fissione nucleare: Metodi di analisi e verifica di progetti nucleari di
generazione evolutiva alimentati ad acqua pressurizzata”

INDICE

INDICE.....	2
Elenco figure.....	2
1 Sommario	3
2 Descrizione del lavoro	5
2.1 Dati iniziali di progetto	5
3 La normativa italiana per la costruzione dei recipienti in pressione	5
3.1 Sollecitazione massima ammissibile	7
3.1.1 Fasciame cilindrico.....	8
3.1.2 Pareti e fondi piani	10
3.1.3 Tubi sottoposti a pressione interna	11
4 Progettazione del serbatoio in pressione e dei componenti principali	11
4.1 Verifica della valvola di sicurezza.....	11
4.1.1 Caso di miscele gassose o vapori in condizioni di efflusso critico	12
4.2 Progettazione del recipiente in pressione	13
4.2.1 Fasciame in pressione	16
4.2.2 Pareti piane.....	17
4.3 Progettazione del riscaldatore elettrico	19
5 Progettazione linea circolazione acqua	21
5.1 Dimensionamento flange e tubazioni	21
5.2 Dimensionamento pompa	22
6 Progettazione linea aria compressa.....	23
6.1 Caratteristiche compressore	23
6.1.1 Circuito aria compressa	23
7 Conclusioni	24
8 Riferimenti	25

Elenco figure

Figura 1: layout di impianto	4
Figura 2: Categorie di classificazione dei recipienti in pressione, da normativa PED	14
Figura 3: disegno tecnico del recipiente in pressione	15
Figura 4: classificazione flange, ASME B16.5	21
Figura 5: dimensioni flangia, ASME B16.5.....	22

1 Sommario

Nel presente report è illustrata la procedura seguita per la progettazione di un impianto di prova sperimentale atto a riprodurre le condizioni di temperatura e pressione presenti nei reattori nucleari ad acqua in pressione (PWR, Pressurized Water Reactor).

Inizialmente è fornita una descrizione dell'impianto sperimentale, il cui componente principale è rappresentato dal recipiente in pressione, e delle prestazioni che tale impianto deve garantire.

Vengono quindi presentati i principali criteri per la progettazione di componenti in pressione presenti nella Direttiva 97/23/CE (direttiva PED) e nelle norme italiane I.S.P.E.S.L. relative alla Verifica di Stabilità dei Recipienti in pressione (VSR).

Successivamente sono illustrati l'applicazione di tali principi, alla progettazione dei principali componenti del recipiente in pressione, e il calcolo delle dispersioni termiche dal serbatoio, dimensionando l'isolante.

Infine è fornita una breve descrizione della linea di circolazione acqua e della linea aria compressa, dimensionando lo spessore delle tubazioni e delle flange necessarie al collegamento dei vari tratti.

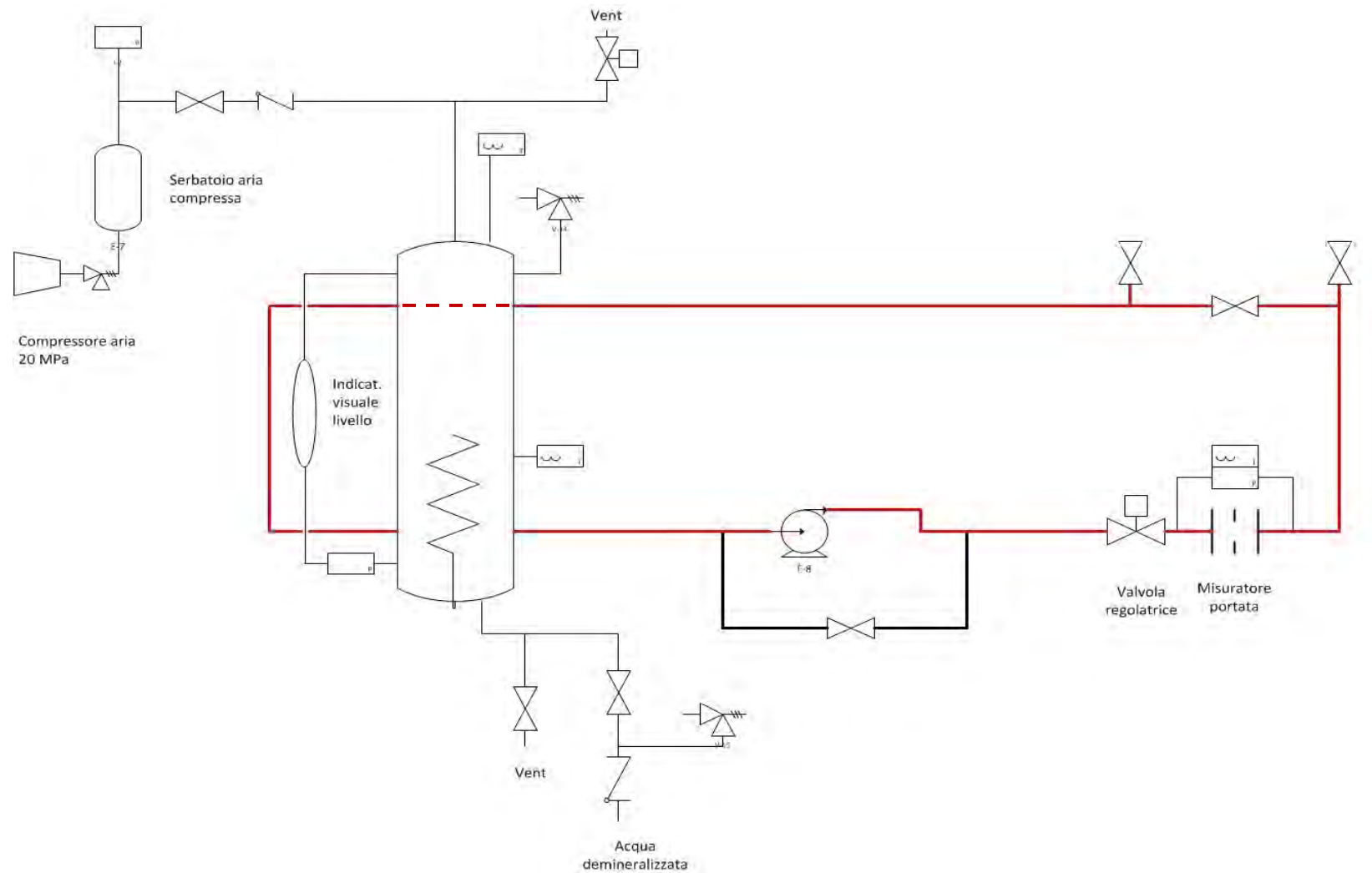


Figura 1: layout di impianto

2 Descrizione del lavoro

L'attività 6.1.B del PAR 2010 consiste nella progettazione e nell'approvvigionamento dei componenti necessari per un impianto sperimentale di piccola taglia. Tale impianto ha, come principale obiettivo, la capacità di riprodurre le condizioni operative (pressione e temperatura) tipiche dei reattori nucleari ad acqua in pressione della generazione III/III+. Uno schema semplificato dell'impianto, nel quale si riportano i principali componenti, è riportato in fig. 1.

2.1 *Dati iniziali di progetto*

Le principali caratteristiche per cui dovrà essere dimensionato il serbatoio in pressione, di cui si riporterà il dimensionamento di seguito, sono:

- Pressione di progetto: 18 MPa
- Temperatura di progetto: 357 °C
- Portata acqua: regolabile fino a 2 m³/h.

3 La normativa italiana per la costruzione dei recipienti in pressione

Nelle procedure di dimensionamento, i recipienti vengono considerati a parete sottile quando il loro spessore è sufficientemente piccolo rispetto al diametro (si parla dell'ordine di 1/10 o meno). In tale caso, essi sono studiati, per semplicità, attraverso l'approssimazione del regime di membrana, che consiste nel trascurare la componente radiale della tensione (che nei recipienti a grosso spessore risulta sempre di compressione), nonché gli sforzi flessionali e torsionali. La teoria delle membrane si fonda dunque su questi due postulati:

1. Non vi sono sforzi normali σ su elementi di superficie paralleli al piano medio della membrana. (Ciò esclude la componente radiale della tensione);
2. Non vi sono sforzi tangenziali diretti normalmente alla superficie media, su elementi di superficie normali al piano medio della membrana, ovvero sulle sezioni radiali. Ciò esclude il taglio e quindi anche la flessione. Sono consentiti invece sforzi tangenziali diretti parallelamente al piano medio della membrana.

Per il postulato 1, una membrana non può resistere a forze perpendicolari al proprio piano se non in virtù della sua forma; in altri termini una membrana piana non può resistere a tali sforzi, ma può farlo solo una membrana curva. Una delle conseguenze di quanto detto è che lo stato di tensione in una membrana è bidimensionale e che uno degli assi principali è la normale alla superficie. Infatti, facendo riferimento ad un cubetto presente all'interno

dello spessore della membrana, orientato in modo tale che due sue facce siano parallele al piano medio della membrana non avrà:

- Né sforzo normale, perché tale componente sarebbe radiale, e quindi si trascura per il postulato 1,
- Né sforzi tangenziali, perché questi si ritroverebbero, per la proprietà di simmetria delle tensioni tangenziali, sulle sezioni radiali della membrana in direzione radiale, dove non ci possono essere, per il postulato 2.

La stessa cosa può essere vista direttamente dai due postulati: infatti questi escludono ogni componente della tensione perpendicolare al piano medio, e quindi affermano che tutte le componenti delle tensioni devono giacere nel piano medio; questo diventa quindi il *piano delle tensioni* e quindi (per definizione) lo stato tensionale è piano. Nel seguito di questa trattazione ci si limiterà alle sole membrane di rivoluzione, senza perdita di generalità, visto che i recipienti usuali sono sempre riconducibili almeno a un insieme di membrane di rivoluzione; per esempio una tubatura con dei gomiti si può ricondurre ad un insieme di tratti cilindrici, tronco-conici e/o torici.

In ambito comunitario la progettazione degli apparecchi in pressione fa riferimento alla Direttiva 97/23/CE (PED); la sua applicazione comporta l'utilizzo di normative europee armonizzate alla Direttiva PED oppure, a scelta del fabbricante, ad altre normative consolidate che rispettino comunque i requisiti essenziali di sicurezza di cui allegato I della Direttiva PED.

In Italia sono state approntate a partire dagli anni '70, prima dall'A.N.C.C. e poi successivamente dall'I.S.P.E.S.L., le norme per la costruzione degli apparecchi in pressione (cfr. DM 21/11/1972 e s.m.i.) e delle relative specifiche tecniche applicative note come:

- *Raccolta VSR: Verifica della Stabilità dei Recipienti a pressione;*
- *Raccolta M: Impiego di materiali nella costruzione e riparazione degli apparecchi a pressione;*
- *Raccolta VSG: Verifica della stabilità dei generatori di vapor d'acqua;*
- *Raccolta S: Impiego della saldatura nella costruzione e riparazione di apparecchi a pressione.*

È opportuno precisare che, essendo le Raccolte citate delle specifiche tecniche di un Decreto italiano inerente la costruzione, non sono norme armonizzate; in ogni caso la direttiva PED ne consente l'utilizzo, purché si tenga conto di quanto imposto dalla medesima Direttiva. In altre parole il fabbricante, mediante opportuna analisi dei rischi, dovrà individuare i requisiti essenziali di sicurezza (RES), di cui all'allegato I della Direttiva PED, pertinenti all'attrezzatura in pressione da costruire e determinare quali fra questi possono risultare soddisfatti mediante l'applicazione delle Raccolte A.N.C.C.-I.S.P.E.S.L. e quali, invece, dovranno essere soddisfatti utilizzando altre soluzioni (altre norme europee o internazionali, prove sperimentali, etc.). Pertanto, il fabbricante può decidere di utilizzare per la progettazione dei recipienti in pressione il codice di calcolo e/o verifica

Raccolta VSR, che rappresenta come detto soltanto uno dei diversi codici disponibili per la progettazione o verifica dei recipienti in pressione, purché lo stesso sia in grado di giustificare tale scelta e ben conscio dell'obbligo di garantire con la produzione e la successiva commercializzazione di tale apparecchiatura, la sicurezza della stessa per tutta la durata di vita prevista (cfr. prescrizioni di cui alla Direttiva PED, allegato I, par.2). In seguito si riportano alcuni degli aspetti più significativi trattati dal codice di calcolo ANCC-ISPEL relativo ai recipienti, utilizzato per la progettazione della presente apparecchiatura, affrontando principalmente i temi relativi al dimensionamento dei cilindri e dei fondi assoggettati a pressione interna.

3.1 Sollecitazione massima ammissibile

Le grandezze più significative utilizzate dalla normativa VSR per determinare la sollecitazione ammissibile dell'acciaio sono:

- R_m inteso come valore minimo tabellare della resistenza a trazione (carico di rottura) a temperatura ambiente, espresso in MPa;
- R_e inteso come valore tabellare del carico unitario di snervamento superiore (R_{eH}) o inferiore (R_{eL}) nella prova di trazione alla temperatura ambiente, in MPa.
- $R_{p(0,2)}$ rappresenta il valore tabellare del carico unitario di scostamento dalla proporzionalità allo 0,2% nella prova di trazione a temperatura ambiente, in MPa.
- $R_{p(0,2)/t}$ rappresenta il valore tabellare del carico unitario di scostamento dalla proporzionalità allo 0,2% nella prova di trazione a temperatura media di parete t considerata in progetto, in MPa.

Bisogna notare che per alcune tipologie di acciai utilizzati per la costruzioni dei recipienti in pressione (ad esempio quelli ad elevato contenuto di carbonio) non è individuabile la R_e , in tal caso è consentito utilizzare il carico convenzionale $R_{p(0,2)}$ che sostituisce R_e .

Il codice italiano VSR, par.1.B, per i recipienti costruiti in laminati, fucinati ovvero trafilati (normalmente i materiali con allungamento percentuale alla rottura $A < 30\%$), stabilisce per la sollecitazione massima ammissibile f due diverse relazioni a seconda della temperatura media di parete (temperatura di esercizio) della membratura presa in esame:

1. per temperatura media di parete compresa tra $-10^\circ\text{C} \leq t_m \leq 50^\circ\text{C}$ si assume per f :

$$f = \min\left(\frac{R_e}{1,5}; \frac{R_m}{1,4}\right) \quad \text{ovvero} \quad f = \min\left(\frac{R_{p02}}{1,5}; \frac{R_m}{1,4}\right)$$

(la seconda viene utilizzata per la determinazione della f relativa agli acciai per i quali non è determinabile il carico unitario di snervamento).

2. per temperatura media di parete superiore ai 50°C si assume per la sollecitazione massima ammissibile il valore:

$$f = \min\left(\frac{R_{p02/t}}{1,5}; \frac{R_m}{1,4}\right)$$

Le attrezzature in pressione, secondo la PED, vengono sottoposte ad una verifica finale consistente in una prova a pressione. Nello specifico la direttiva citata, all'allegato I – par.7.4, precisa che: la pressione di prova idrostatica deve essere il valore più alto tra i due valori seguenti :

- la pressione corrispondente al carico massimo che può sopportare l'attrezzatura in funzione, tenuto conto della pressione massima ammissibile (PS) e della temperatura massima ammissibile (TS), moltiplicata per il coefficiente 1,25, oppure
- la pressione massima ammissibile (PS) moltiplicata per il coefficiente 1,43.

Le disposizioni tecniche VSR, nel caso di prova idraulica della membratura chiarisce che per la sollecitazione massima ammissibile f_i debba essere assunto il valore:

$$f_i = \left(\frac{R_e}{1,1}\right) \quad \text{oppure} \quad f_i = \left(\frac{R_{p01}}{1,1}\right)$$

La sollecitazione massima ammissibile f dei materiali utilizzati nella costruzione delle membrature deve prendersi in esame sia alla temperatura di servizio che a quella di progetto (alla temperatura massima ammissibile TS).

3.1.1 Fasciame cilindrico

Sulla base di alcune restrizioni e ipotesi di base vengono fornite, dal codice VSR, par.1.D, due formule del tutto equivalenti, con riferimento al diametro interno o esterno del cilindro D_i o esterno D_e . Le formule citate sono:

$$s_0 = \frac{p \cdot D_i}{2f_z - p}$$

$$s_0 = \frac{p \cdot D_e}{2f_z + p}$$

In cui

- s_0 è lo spessore minimo dalla parete del fasciame, in mm;
- p è la pressione interna, in MPa (ricordando che 1 MPa=10 bar);
- D_i e D_e , rispettivamente i diametri interno ed esterno del fasciame, in mm;
- f la sollecitazione massima ammissibile, in MPa;
- z è il modulo di efficienza delle sezioni di indebolimento (giunzioni saldate, forature, etc).

Tenendo presente che, nella pratica costruttiva, i corpi cilindrici sono ottenuti dall'unione di una o più lamiere giuntate mediante processo di saldatura longitudinale, nasce l'esigenza di tener conto che i cordoni di saldatura possono presentare un valore della sollecitazione ammissibile inferiore a quella del materiale base del fasciame stesso (metallo base) e pertanto la norma ne tiene conto introducendo la sollecitazione ammissibile $f' = f \cdot z$ nella quale f' rappresenta la sollecitazione ammissibile della saldatura e z è un coefficiente inferiore o al più pari all'unità.

A tal proposito la direttiva PED, allegato I - par.7.3, precisa che per i giunti saldati si deve assumere il valore del coefficiente di giunzione pari a:

- ✓ 1,00 per le attrezzature sottoposte a prove distruttive (talloni di saldatura, etc.) e non distruttive (controlli radiografici, ultrasonici, etc.) che consentano di verificare l'inesistenza di difetti rilevanti;
- ✓ 0,85 per le attrezzature sottoposte a prove non distruttive mediante sondaggio;
- ✓ 0,70 per le attrezzature non sottoposte a prove non distruttive diverse da un'ispezione visiva.

Ritornando alle formule precedenti per il calcolo di s_0 (relative dunque allo spessore minimo), si deve precisare che esse vanno applicate ai recipienti in parete sottile; la norma stabilisce la pressione limite di applicabilità secondo la seguente tabella:

3.1.1.1 VERIFICA LUNGO LINEE DI SALDATURA		
Valori del modulo di efficienza z	Valori massimi di $p/f \cdot z$ che limitano l'applicabilità delle formule per il calcolo di s_0	
Qualsiasi	Nelle condizioni di progetto	Nelle condizioni di prova idraulica
	0,449	0,976

In realtà limitare il rapporto p/fz equivale in pratica ad imporre un determinato rapporto D_i/s al disotto del quale lo spessore viene ottenuto con le formule già viste.

Nel caso il rapporto p/fz risulti maggiore dei valori riportati nella tabella precedente, lo spessore del fasciame cilindrico si può determinare con:

$$s_0 = \frac{D_e}{2} \left(1 - \sqrt{\frac{fz - 1,33p}{fz}} \right)$$

oppure

$$s_0 = \frac{D_i}{2} \left(\sqrt{\frac{fz - 1,33p}{fz}} - 1 \right)$$

Nella sostanza le due relazioni provengono dalla trattazione relativa al dimensionamento di cilindri di grosso spessore per il quale non è applicabile la teoria membranale (tiene conto della variazione di σ_r nello spessore).

Nel caso in cui la pressione di esercizio sia parzialmente bilanciata da una contropressione esterna inferiore, il dimensionamento dello spessore del mantello si esegue di solito assumendo cautelativamente a favore della sicurezza la seconda come nulla.

In ambito costruttivo, per diametri sino a 1000 mm i mantelli cilindrici possono essere ottenuti a partire da tubi senza saldatura commerciali. Per diametri maggiori i mantelli invece sono ottenuti, come detto, saldando diversi elementi di lamiera preventivamente sagomati mediante calandratura a freddo o a caldo. Recipienti verticali di notevole altezza, come le colonne di distillazione o torri di raffreddamento, possono realizzarsi per ragioni di trasporto e di montaggio in più tronconi da unire poi mediante giunzioni flangiate.

3.1.2 Pareti e fondi piani

Le lastre piane sono usate con una certa frequenza nella costruzione degli apparecchi a pressione visto che permettono di chiudere un'apertura con il minor ingombro possibile. Lo spessore minimo della piastra circolare può essere ricavato con le regole della Scienza delle Costruzioni una volta stabilito l'insieme delle forze che agiscono sul coperchio, il diametro di riferimento D e le condizioni di vincolo del coperchio con l'apparecchio principale. A seconda delle condizioni effettive di vincolo, si otterranno diverse condizioni di sollecitazione, ma in ogni caso la sollecitazione di confronto principale σ sarà esprimibile mediante una relazione del tipo:

$$\sigma = C \cdot p \cdot \left(\frac{D}{s}\right)^2$$

Nella quale σ è la sollecitazione di riferimento, p la pressione interna, D rappresenta il diametro della parete piana o del fondo, s lo spessore della parete piana e C un termine (coefficiente di forma) che dipenderà dalle condizioni al contorno della lastra (tipo di vincolo e condizioni di carico).

Nel caso particolare di lastra caricata con la pressione interna p e le condizioni al contorno prevedano un appoggio semplice (i.e. un anello filettato o bullonato) lo spessore della parete piana s_0 (espresso in mm) si può ottenere mediante la relazione:

$$s_0 \geq 0,56 \cdot D \cdot \sqrt{\frac{p}{f_{adm}}}$$

Nella quale f_{adm} è la sollecitazione ammissibile del materiale (in MPa), p la pressione interna (in MPa), D il diametro medio dell'accoppiamento flangiato o filettato (in mm).

Nel caso, invece, di lastra incastrata (i.e. collegamento saldato) lo spessore del fondo s_0 , in mm, si può ottenere mediante la relazione:

$$s_0 \geq 0,43 \cdot D \cdot \sqrt{\frac{p}{f_{adm}}}$$

Nella quale D , espresso in mm, rappresenta il diametro interno del cilindro (o del collegamento saldato) e p la pressione interna (in MPa).

Le disposizioni tecniche VSR, par.1.L, prevedono per il calcolo dello spessore di una parete piana o di un fondo piano circolare collegati al fasciame diverse soluzioni costruttive, fornendo grafici e relazioni da utilizzarsi, caso per caso, per il calcolo del coefficiente di forma C .

3.1.3 Tubi sottoposti a pressione interna

Il codice VSR, par.1.M propone per la determinazione dello spessore dei tubi sottoposti a pressione interna la formula seguente:

$$s_0 = \frac{p \cdot D_e}{2f_z - p}$$

4 Progettazione del serbatoio in pressione e dei componenti principali

4.1 Verifica della valvola di sicurezza

Il dimensionamento di una valvola di sicurezza si basa sulla valutazione dell'area di passaggio, alla sezione di ingresso della valvola, necessaria per rilasciare un quantitativo di energia tale da garantire, anche in condizioni incidentali, la depressurizzazione del sistema.

I metodi di calcolo utilizzabili per il dimensionamento sono diversi, a seconda del fenomeno fisico che genera la sovrappressione nell'apparecchiatura da proteggere.

Generalmente le valvole di sicurezza sono previste per la protezione di sistemi in cui, l'aumento della pressione non è da attribuire a fenomeni di natura chimica. In queste condizioni, i fenomeni sono caratterizzati da costanti temporali decisamente maggiori rispetto al caso di reazioni chimiche ed è pertanto possibile determinare "a priori" la portata che deve essere rilasciata dal sistema per evitarne la pressurizzazione (eventi tipici cui devono rispondere le valvole di sicurezza sono: surriscaldamenti, occlusioni della linea di scarico, etc.).

Date le caratteristiche del recipiente in pressione, e del circuito annesso, che si sta qui dimensionando, fenomeni di natura chimica responsabili della pressurizzazione del sistema si possono escludere rendendo, come detto, più agevole il dimensionamento della valvola di sicurezza. Il successivo dimensionamento della sezione trasversale di ingresso valvola è pertanto basato sulle equazioni che descrivono l'efflusso di un fluido da un recipiente. Si esaminano di seguito le diverse equazioni riportate nella normativa italiana sull'esercizio degli apparecchi a pressione (DM 21.5.74 –Raccolta E)

4.1.1 Caso di miscele gassose o vapori in condizioni di efflusso critico

Come prima aspetto, è necessario individuare la tipologia di deflusso cui è soggetto il fluido all'uscita dal recipiente. È necessario distinguere tra il caso di efflusso sonico e quello di efflusso subsonico del gas. La condizione di efflusso sonico si verifica quando il rapporto tra la pressione vigente all'interno dell'apparecchiatura durante la fase di scarico della valvola (p_1) e la contropressione, condizione a valle del dispositivo, (p_2) è maggiore del valore critico, valutabile come di seguito riportato:

$$\left(\frac{p_1}{p_2}\right)_c = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

dove k è l'esponente dell'equazione di espansione isentropica, calcolato alla pressione p_1 ed alla temperatura del gas o vapore T_1 nell'apparecchio.

Nel caso di efflusso sonico (di gas o vapore), la norma italiana sull'esercizio (DM 21.5.74 - Raccolta E cap.E1D2) riporta la seguente formulazione per la valutazione della minima sezione trasversale, netta, all'entrata della valvola:

$$A = \frac{q}{(0,9K \cdot 113,8C)} \cdot \sqrt{\frac{v_1}{p_1}}$$

Dove, nella formula, la simbologia è la seguente:

- A è la minima sezione trasversale netta all'ingresso della valvola [cm^2];
- q è la portata ponderale massima da scaricare [kg/h];
- K è il coefficiente di efflusso (è determinato sperimentalmente e certificato dal costruttore della valvola. Rappresenta il rapporto tra la portata di fluido effettiva e la portata teorica);
- p_1 rappresenta la pressione corrispondente alla portata q : è la pressione nell'apparecchio protetto durante la fase di scarico. Tale grandezza è espressa in [bar];
- T_1 è la temperatura del fluido, all'ingresso della valvola, durante la fase di scarico [K];

- v_1 è il volume specifico del fluido [m^3/kg] alle condizioni di scarico $p_1 - T_1$;
- C è il coefficiente di espansione:

$$C = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$$

(Nel caso in cui il rapporto k non fosse noto, si assume per lo stesso il valore $k=1$, da cui risulta $C=0,607$).

Qualora la pressione interna al recipiente risulti inferiore al valore critico per lo scarico della portata, di gas o di vapore, in condizioni di velocità sonica, la portata di scarico dipenderà anche dalla contropressione a valle della valvola (p_2). In tal caso, per il dimensionamento, la norma italiana raccomanda di utilizzare la medesima formulazione, con l'aggiunta di un coefficiente di sicurezza (>1), fornito dal costruttore della stessa valvola.

Per il dimensionamento della valvola di sicurezza, da applicare al circuito sperimentale, sono state utilizzate apposite formule, validate dal costruttore, in cui si è considerato, per la valutazione della minima area di efflusso necessaria, la potenza massima prodotta all'interno del serbatoio più la portata massima del compressore.

Si è verificato quindi che la sezione di gola della valvola di sicurezza fosse sufficientemente maggiore del valore calcolato.

4.2 Progettazione del recipiente in pressione

Le principali caratteristiche del serbatoio in pressione in oggetto, secondo la normativa PED (Rif. 1), sono:

- Pressione di progetto $PS = 180 \text{ bar}$
- Volume $V = 150,00 \text{ l}$
- Fluido: acqua
- Tipologia di fluido contenuto (da PED art.9): gruppo 2
- Stato fisico del fluido: vapore
- Temperatura di esercizio = $357 \text{ }^\circ\text{C}$
- Corrosione considerata: 0 mm

Secondo la normativa PED, i recipienti in pressione vengono classificati in diverse categorie, secondo livelli di rischio crescente (all. 2).

I parametri che definiscono la categoria di appartenenza del serbatoio sono la pressione di progetto ed il volume del serbatoio stesso. Nel caso in esame, secondo quanto stabilito dalla normativa, è stato valutato il valore del prodotto di pressione di progetto e volume:

$$PS \cdot V = 27000 \text{ bar l}$$

Secondo la normativa, un serbatoio caratterizzato da tale valore, risulta classificato nella categoria IV. Nella figura di seguito, fig. 2, è riportato il grafico per la determinazione della categoria del serbatoio, secondo quanto stabilito dalla normativa. Sullo stesso grafico, è riportato il serbatoio in esame (crocetta).

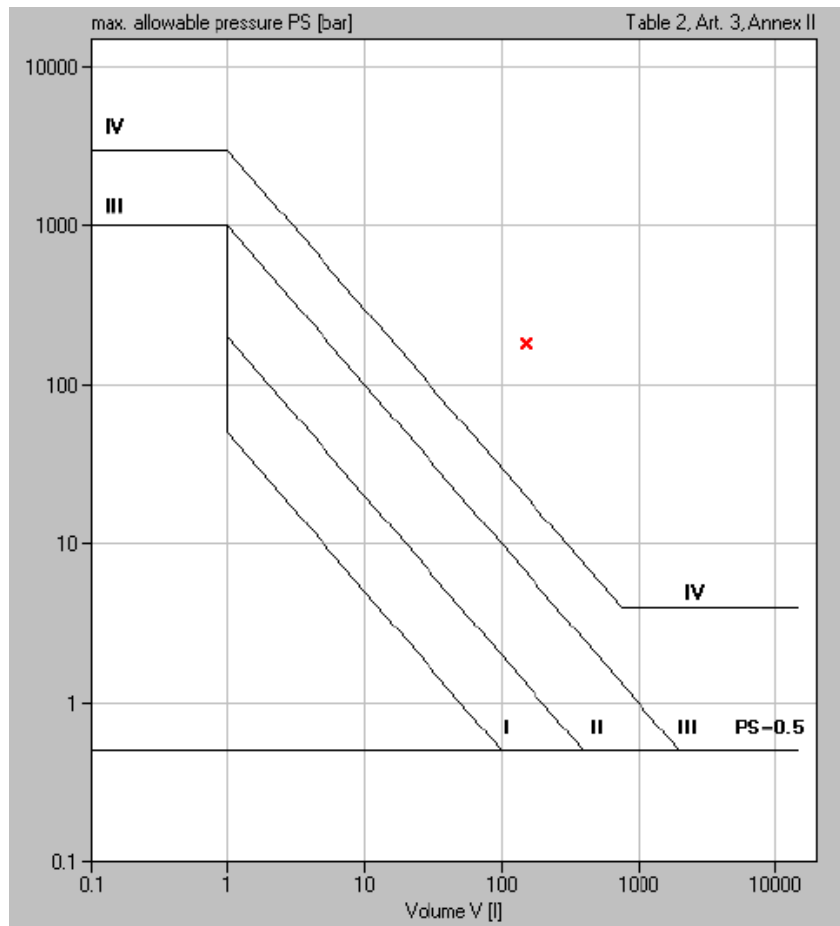


Figura 2: *Categorie di classificazione dei recipiente in pressione, da normativa PED*

Il disegno tecnico del recipiente in pressione è rappresentato in fig. 3.

essere eseguita, secondo le regole previste nelle presenti specifiche tecniche, nelle condizioni di pressione e temperatura di progetto e nelle condizioni che si producono durante la prova idrostatica in pressione (allegato 1, punto 3.2.2 della PED).

Dai criteri stabiliti dalla PED all'allegato 1 punto 7.4 la pressione a cui effettuare la prova idrostatica risulta pari a $p_i = 376,85$ bar.

Si riporta in seguito la verifica di stabilità per il fasciame con pressione interna e per i fondi inferiore e superiore.

4.2.1 Fasciame in pressione

I dati di progetto sono:

$$p = 18 \text{ MPa}$$

$$p_i = 37,7 \text{ MPa}$$

$$t = 360 \text{ °C}$$

Il fasciame è costituito da acciaio tipo ASTM SA 312 TP 304; le caratteristiche di tale materiale sono:

$$R_m = 515 \text{ MPa}$$

$$R_s = 205 \text{ MPa}$$

$$R_{p(0,2)/t} = 122,39 \text{ MPa}$$

$$f = 81,6 \text{ MPa}$$

$$f_0 = 136,67 \text{ MPa}$$

$$f_i = 186,36 \text{ MPa}$$

$$f_0/f = 1,675$$

I parametri geometrici sono:

$$s = 49 \text{ mm}$$

$$D_i = 308,4 \text{ mm}$$

$$D_e = 306,4 \text{ mm}$$

$$C_{est} = 0 \text{ mm (corrosione esterna)}$$

$$c_1 = 0 \text{ (corrosione tot, est + int)}$$

$$c_2 = 2,2 \text{ mm (toll. lamiera)}$$

$$c_3 = 0 \text{ (toll. lavorazione)}$$

$$z = 1$$

valore percentuale dell'ovalizzazione per corpi cilindrici o sferici = 0,5

$$s_{nt} = s - c_1 - c_2 - c_3 = 46,8 \text{ mm}$$

$$s_{nti} = s - c_2 - c_3 = 46,8 \text{ mm}$$

Si riporta la verifica di validità delle formule utilizzate (Rif. 2):

$$\frac{p}{f \cdot z} = 0,2206 < 0,449$$

$$\frac{p}{f_i \cdot z} = 0,2023 > 0.0976$$

$$u\% = 0,5 < 1$$

Lo spessore minimo in condizioni di progetto risulta pari a:

$$s_0 = \frac{pD_e}{2f_z + p} = 40,37 \text{ mm}$$

Lo spessore minimo in prova idrostatica è:

$$s_0 = \frac{D_e}{2 \left(1 - \sqrt{\frac{f_i \cdot z - 1.818p_i}{f_i \cdot z}} \right)} = 41,63 \text{ mm}$$

In entrambi i casi lo spessore della membratura in esame ($s = 49 \text{ mm}$) è superiore al valore dello spessore minimo richiesto.

4.2.2 Pareti piane

Le pareti piane circolari saldate rappresentati i fondi inferiore e superiore del recipiente in pressione sono state progettate secondo le disposizioni contenute nel capitolo VSR.1.L.

I dati di progetto sono

- $p = 18 \text{ MPa}$
- $p_i = 37,7 \text{ MPa}$
- $t = 360 \text{ °C}$
- $c_1 = 0 \text{ mm}$ (sovraspessore di corrosione)

Il materiale usato per parete piana è l'acciaio ASTM A 182 Gr. F304 H avente le seguenti caratteristiche

$$f = 81,86 \text{ MPa}$$

$$f_0 = 128,67 \text{ MPa}$$

$$f_i = 175,45 \text{ MPa}$$

Il materiale costituente il mantello è acciaio ASTM SA 312 TP 304, con le seguenti caratteristiche (indicate col pedice m per indicare il mantello).

$$f_m = 81,6 \text{ MPa}$$

$$f_{m0} = 136,67 \text{ MPa}$$

$$f_{mi} = 186,36 \text{ MPa}$$

I parametri geometrici sono:

$$s = 75 \text{ mm}$$

Raggio interno del fondo provvisto di colletto cilindrico, $r = 40 \text{ mm}$

$$D = 308,4 \text{ mm}$$

Lunghezza di fasciame di spessore costante s_m e privo di forature, $m = 2000 \text{ mm}$

$$s_m = 46,8 \text{ mm}$$

$$z = 1$$

$$s_c = 46,8 \text{ mm}$$

Distanza misurata dalla faccia interna della parete piana alla mezzeria della saldatura o al termine della rastremazione del colletto cilindrico del fondo, $u = 60 \text{ mm}$

Il dimensionamento in condizioni di esercizio, secondo quanto previsto dalle raccolta VSR, è riportato in seguito (Rif. 2)

$$\begin{aligned}
 r &= 40 > 5 \text{ mm} \\
 0,25s_m &< r < s \text{ che risulta } 11,7 < 40 < 75 \\
 m &= 2000 > \sqrt{(D + s_m)} = 128,9 \text{ mm} \\
 f_{i,min} &= 175,45 \text{ MPa} \quad c_1 = 0,3575 \quad c_2 = 0,3 \\
 u &= 60 < \sqrt{((D + s)s)} = 128,9 \text{ mm} \\
 \frac{p}{f_{i,min}} &= 0,2206 \quad (\text{min:}0,001; \text{max:}0,1) \\
 C &= \max\left(c_1; c_2 \sqrt{f_i/f_{i,min}}\right) = 0,357 \\
 s_0 &= CD \sqrt{p_i/f_i} = 51,7 \text{ mm} < 75 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Analogamente, per la prova idrostatica risulta

$$\begin{aligned}
 r &= 40 > 5 \text{ mm} \\
 0,25s_m &< r < s \text{ che risulta } 11,7 < 40 < 75 \\
 m &= 2000 > \sqrt{(D + s_m)} = 128,9 \text{ mm} \\
 f_{i,min} &= 175,45 \text{ MPa} \quad c_1 = 0,3575 \quad c_2 = 0,3 \\
 u &= 60 < \sqrt{((D + s)s)} = 128,9 \text{ mm} \\
 \frac{p_i}{f_{i,min}} &= 0,2023 \quad (\text{min:}0,001; \text{max:}0,1) \\
 C &= \max\left(c_1; c_2 \sqrt{f_i/f_{i,min}}\right) = 0,357 \\
 s_0 &= CD \sqrt{p_i/f_i} = 51,1 \text{ mm} < 75 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

4.3 Progettazione del riscaldatore elettrico

Per il calcolo delle dispersioni termiche del serbatoio si è considerata unicamente la superficie laterale del serbatoio considerandolo privo di bocchelli e flange. I fondelli piani oltre ad offrire una ridotta superficie di scambio termico sono caratterizzati anche da un coefficiente di scambio globale molto inferiore a quello relativo alla superficie laterale. Ciò è dovuto alla geometria piana e alla presenza del gas inerte di pressurizzazione.

Per il calcolo sono state effettuate delle semplificazioni, giustificate dal rispetto della conservatività dei risultati. Per quanto riguarda il serbatoio in acciaio SAE304 la temperatura sulla superficie interna è stata scelta pari alla temperatura dell'acqua, 330°C. L'assunzione è conservativa poiché tende ad aumentare il flusso termico calcolato. Per quanto riguarda la conducibilità termica del SAE304 questa è stata ottenuta per una temperatura di 300°C dalla normativa nucleare francese RCC-MRx. Come coibente è stata scelta una lana di vetro la cui conducibilità termica è stata ricavata per una temperatura media tra la temperatura dell'acqua e quella dell'aria. Il coefficiente di scambio termico per convezione tra coibente e aria è stato posto pari a $10 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ (Rif 7). Questa scelta risulta anch'essa conservativa poiché in realtà è possibile affermare che il coefficiente è in realtà molto minore. Il coefficiente di scambio termico globale è stato ricavato riferendosi alla superficie esterna del serbatoio comprensiva di strato isolante.

Dal calcolo effettuato è emerso come, utilizzando un coibente di spessore 10 cm il flusso termico di dispersione sia di poco inferiore a 750 W, molto minore rispetto ai 15kW che rappresentano la potenza scaldante dei riscaldatori.

Dati:

- Diametro esterno coibente, $D_{ext} = 0.6 \text{ m}$
- Diametro serbatoio acciaio, $D_m = 0.4 \text{ m}$
- Diametro interno, $D_i = 0.3 \text{ m}$
- Altezza serbatoio, $L = 2.2 \text{ m}$
- Temperatura finale acqua, $T_{H_2O} = 357^\circ\text{C}$
- Temperatura finale superficie interna serbatoio in acciaio, $T_{inn_SAE304} = 357^\circ\text{C}$
- Conducibilità termica SAE 304, $k_{ACC}(\sim 300^\circ\text{C}) = 18.49 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$
- Temperatura aria esterna, $T_{AIR} = 20^\circ\text{C}$
- Coefficiente scambio termico per convezione aria, $h_{ARIA}(20^\circ\text{C}) = 10 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$
- Temperatura media coibente, $T_{coibente} = \frac{T_{H_2O} + T_{air}}{2} = 175^\circ\text{C}$
- Conducibilità termica coibente, $k_{ISO}(175^\circ\text{C}) = 0.07 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$

Calcolo:

$$q_{dispersione} = H \cdot S \cdot \Delta T$$
$$S = \pi D_{ext} L = \pi \cdot 0.6 \cdot 2.2 = 4.147 \text{ m}^2$$

$$H = \frac{1}{\frac{1}{h_{ARIA}} + \frac{r_{ext} \ln \frac{r_{ext}}{r_m}}{k_{ISO}} + \frac{r_{ext} \ln \frac{r_m}{r_i}}{k_{ACC}}} = 0.543 \frac{W}{m^2 K}$$

$$\Delta T = T_{H2O} - T_{air} = 337^\circ C$$

$$q_{dispersione} = H \cdot S \cdot \Delta T = 750 W$$

Per il calcolo del tempo di riscaldamento si è scelto invece di tenere conto unicamente della massa dell'acqua e di quella del serbatoio in acciaio. È stato ipotizzato un livello iniziale di liquido pari a 1.5 metri e una temperatura di ingresso da rete pari a 15°C. Le costanti relative all'acqua, densità ed entalpie specifiche, sono state ottenute dal Perry's Chemical Engineers' Handbook. I dati relativi all'acciaio SAE304, ottenuti dalle appendici tecniche del codice nucleare francese RCC-MRx sono stati considerati per una temperatura media tra inizio e fine transitorio. Nel calcolo del tempo di riscaldamento si è tenuto conto delle dispersioni ricavate in precedenza.

Dai calcoli effettuati è emerso che per riscaldare l'acqua all'interno del serbatoio da una temperatura di 15°C a quella di 330°C sono necessarie in prima approssimazione 8 ore.

Dati (Rif 6):

- Entalpia iniziale acqua, $i(15^\circ C) = 63.076 \frac{kJ}{kg}$
- Entalpia finale acqua, $i(330^\circ C) = 2666 \frac{kJ}{kg}$
- Livello iniziale acqua, $L_0 = 1.5 m$
- Densità iniziale acqua, $\rho_{H2O}^0 = 999.1 \frac{kg}{m^3}$
- Densità media SAE 304, $\bar{\rho}_{ACC} = 7861.5 \frac{kg}{m^3}$
- Calore specifico medio SAE 304, $\bar{c}_p = 0.509 \frac{kJ}{kg K}$
- Variazione di temperatura SAE 304, $\Delta T_{ACC} = 315 K$
- Potenza termica riscaldatori, $q_{riscaldatori} = 15 kW$

Calcolo:

$$t_{riscaldamento} = \frac{\Delta i_{H2O} M_{H2O} + M_{ACC} \bar{c}_p \Delta T_{ACC}}{q_{riscaldatori} - q_{dispersione}}$$

$$\Delta i_{H2O} = 2598.9 \frac{kJ}{kg}$$

$$M_{H2O} = V_{H2O} \rho_{H2O}^0 = \frac{\pi D_i L_0}{4} \cdot \rho_{H2O}^0 = 105.93 kg$$

$$M_{ACC} = V_{ACC} \bar{\rho}_{ACC} = \frac{\pi (D_m^2 - D_i^2) L}{4} \cdot \bar{\rho}_{ACC} = 950.86 kg$$

$$t_{riscaldamento} = \frac{\Delta i_{H2O} M_{H2O} + M_{ACC} \bar{c}_p \Delta T_{ACC}}{q_{riscaldatori} - q_{dispersione}} = 29939 s = 499 minuti = 8 ore$$

5 Progettazione linea circolazione acqua

5.1 Dimensionamento flange e tubazioni

Per quanto riguarda il dimensionamento delle flange, si fa riferimento alla normativa ASME B16.5-2009 (Pipe Flanges and Flanged Fittings).

Secondo la normativa (fig. 4) si considera conservativamente una temperatura di 375°C; si vede come per una pressione di 180 bar sia necessario posizionarsi nella classe 2500 (Rif. 4).

Inoltre, come concordato con ENEA, tutte le flange del circuito di circolazione dell'acqua sono del tipo RJT, per garantire una facile installazione e manutenzione, oltre a garantire una tenuta stagna.

ASME B16.5-2009

Table 2-2.1 Pressure-Temperature Ratings for Group 2.1 Materials							
Nominal Designation	Forgings		Castings		Plates		
18Cr-8Ni	A 182 Gr. F304 (1)		A 351 Gr. CF8 (2)		A 240 Gr. 304 (1)		
18Cr-8Ni	A 182 Gr. F304H		A 351 Gr. CF8 (1)		A 240 Gr. 304H		

Working Pressures by Classes, bar							
Class							
Temp., °C	150	300	400	600	900	1500	2500
-29 to 38	19.0	49.6	66.2	99.3	148.9	248.2	413.7
50	18.3	47.8	63.8	95.6	143.5	239.1	398.5
100	15.7	40.9	54.5	81.7	122.6	204.3	340.4
150	14.2	37.0	49.3	74.0	111.0	185.0	308.4
200	13.2	34.5	46.0	69.0	103.4	172.4	287.3
250	12.1	32.5	43.3	65.0	97.5	162.4	270.7
300	10.2	30.9	41.2	61.8	92.7	154.6	257.6
325	9.3	30.2	40.3	60.4	90.7	151.1	251.9
350	8.4	29.6	39.5	59.3	88.9	148.1	246.9
375	7.4	29.0	38.7	58.1	87.1	145.2	241.9
400	6.5	28.4	37.9	56.9	85.3	142.2	237.0
425	5.5	28.0	37.3	56.0	84.0	140.0	233.3
450	4.6	27.4	36.5	54.8	82.2	137.0	228.4
475	3.7	26.9	35.9	53.9	80.8	134.7	224.5
500	2.8	26.5	35.3	53.0	79.5	132.4	220.7
538	1.4	24.4	32.6	48.9	73.3	122.1	203.6
550	...	23.6	31.4	47.1	70.7	117.8	196.3
575	...	20.8	27.8	41.7	62.5	104.2	173.7
600	...	16.9	22.5	33.8	50.6	84.4	140.7
625	...	13.8	18.4	27.6	41.4	68.9	114.9
650	...	11.3	15.0	22.5	33.8	56.3	93.8
675	...	9.3	12.5	18.7	28.0	46.7	77.9
700	...	8.0	10.7	16.1	24.1	40.1	66.9
725	...	6.8	9.0	13.5	20.3	33.8	56.3
750	...	5.8	7.7	11.6	17.3	28.9	48.1
775	...	4.6	6.2	9.0	13.7	22.8	38.0
800	...	3.5	4.8	7.0	10.5	17.4	29.2
816	...	2.8	3.8	5.9	8.6	14.1	23.8

NOTES:
(1) At temperatures over 538°C, use only when the carbon content is 0.04% or higher.
(2) Not to be used over 425°C.

Figura 4: classificazione flange, ASME B16.5

Per il disegno delle flange di tipo RJT di classe 2500 per tubi aventi NPS pari a 1" la normativa ASME prevede le seguenti dimensioni (fig. 5)

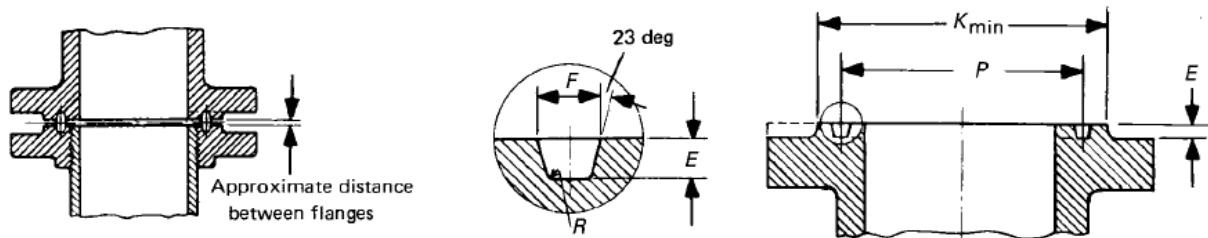


Figura 5: dimensioni flangia, ASME B16.5

NPS	Pitch Diameter, P	Depth, E	Width, F	Radius at Bottom, R
1"	60,33	6,35	8,74	0,8

Per il dimensionamento dei tubi della linea circolazione acqua si fa invece riferimento alla normativa ASME B31.3-2008 Process Piping.

Per tubi da caratterizzati da NPS pari a 1" (diametro esterno di 33,4 mm) operanti alla pressione di 180 bar e ad una temperatura di 360°C e costituiti da acciaio del tipo A312 Gr TP304 si ottiene uno spessore minimo del tubo s_0 pari a 3,98 mm (Rif. 5), da cui si è scelto uno spessore nominale s di 4,55 mm (Nr. Sch. = 80).

Inoltre è possibile verificare che lo spessore nominale ottenuto s sia inferiore allo spessore minimo s_0 calcolato attraverso la relazione per tubi sottoposti a pressione interna della raccolta VSR; tale spessore minimo risulta pari a (Rif. 2):

$$s_0 = \frac{p \cdot D_e}{2fz - p} = 4,14 \text{ mm}$$

5.2 Dimensionamento pompa

La scelta della pompa sarà effettuata considerando le condizioni operative ($p = 180$ bar, $T = 360$ °C) e stimando una prevalenza H richiesta per il tipo di circuito in considerazione dell'ordine dei 10 m.

Considerando che le tubazioni hanno un'area di passaggio A_p pari a 464 mm² e ipotizzando una velocità del fluido v di 2 m/s si ottiene una portata volumetrica Q di

$$Q = A_p \cdot v = 0,000928 \text{ m}^3/\text{s} = 3,34 \text{ m}^3/\text{h}$$

Considerando che la densità del fluido ρ è pari a 537,634 kg/m³, si ottiene una portata massica Γ :

$$\Gamma = Q \cdot \rho = 0,498 \frac{kg}{s} = 1796,13 \text{ kg/h}$$

6 Progettazione linea aria compressa

6.1 Caratteristiche compressore

Il compressore dovrà operare su fluido di lavoro aria e garantire una portata di 500 nl/min ad una pressione di 20 MPa. Per pressioni così elevate è necessario utilizzare compressori volumetrici con più stadi in serie.

Vista la pressione simile allo standard utilizzato per le bombole da sub (220 bar) si è pensato di utilizzare un compressore commerciale impiegato normalmente per la ricarica delle stesche, ottenendo una notevole riduzione di costo rispetto ai compressori di tipo industriale.

6.1.1 Circuito aria compressa

Per evitare un utilizzo continuo dello stesso si preferisce utilizzare un serbatoio di accumulo dell'aria compressa del volume di 100 l.

Per ottenere anche qui un contenimento dei costi si è pensato di utilizzare delle bombole commerciali: per questo si è arrivati alla scelta di due bombole da 50 l con pressione di progetto di 360 bar.

La linea ad aria compressa, per facilità di realizzazione, è stata pensata con tubazioni lineari in acciaio da ½" BWG 18 (dallo spessore di 0.049") interconnesse tramite attacchi Swagelok®.

Tra il serbatoio di accumulo e il serbatoio in pressione contenente l'acqua è necessario interporre:

- Un riduttore di pressione in grado di variare la pressione di set point a valle così da rendere possibili varie prove.
- Una check valve per evitare che il vapore possa giungere al serbatoio di accumulo aria compressa a causa di una inversione della portata.
- Una valvola motorizzata di tipo ON/OFF per regolare la quantità di aria compressa da inviare al serbatoio
- Due misuratori di pressione (uno a monte e uno a valle del riduttore di pressione).

7 Conclusioni

L'impianto sperimentale in analisi prevede condizioni operative di 180 bar e 357 °C; il dimensionamento dei vari componenti è stato effettuato facendo riferimento alle normative vigenti.

In particolare per il progetto del recipiente in pressione si è fatto riferimento alla norma direttiva Direttiva 97/23/CE PED e alla raccolta I.S.P.E.S.L. VSR (*Verifica Stabilità dei Recipienti in pressione*).

Per la linea circolazione acqua si è fatto riferimento alla norma ASME B31.3 "Process Piping" per le tubazioni e alla norma ASME B16.5 "Pipe Flanges and Flanged Fittings" per quanto riguarda le flange.

Infine sono state valutate le principali caratteristiche della pompa per la circolazione dell'acqua e del compressore della linea area compressa.

Tutto questo ha permesso di emettere le specifiche per procedere con l'acquisto dei singoli componenti e verificarne poi la compatibilità per l'installazione.

Sarà così possibile accoppiare ai componenti descritti tramite flange una o più sezioni di prova per testare (principalmente con prove statiche) componenti di piccola taglia di reattori nucleari di generazione III/III+.

8 Riferimenti

- Rif 1 Direttiva 97/23/CE del 29 maggio 1997 (PED)
- Rif 2 I.S.P.E.S.L. “Raccolta VSR”, Specificazioni tecniche applicative del decreto ministeriale del 21 novembre 1972 per la verifica della stabilità dei recipienti in pressione”.
- Rif 3 I.S.P.E.S.L, “Guida pratica alla Direttiva PED sui sistemi in pressione”, 2003
- Rif 4 B16.5-2009 “Pipe Flanges and Flanged Fittings”
- Rif 5 ASME B31.3-2008 “Process Piping”
- Rif 6 R.H. Perry, D.W. Green, “Perry’s Chemical Engineers’ Handbook”, McGraw Hill, 1999
- Rif 7 M. Cumo, A.Naviglio, “Thermal Hydraulics – Volume I”, CRC Press, 1988