

Calcolo di sistemi in pressione

Nella progettazione strutturale di un componente in pressione il progettista riceve come input un "data sheet" meccanico che include tutti i dati e le specifiche di progetto e il suo compito è quello di dimensionare le membrature in pressione. Per farlo vengono utilizzati Codici di calcolo che variano in funzione del Paese di destinazione. Tra i più importanti si ricordano Ispesl Vsr (Italia), Asme VIII Div. 1 e Div. 2 [1, 2] (Usa), Stoomwezen (Olanda), PD 5500 (Regno Unito), AD 2000 (Germania), Codap (Francia), Swedish Pressure Vessel Code (Svezia), Tbk (Norvegia), Gost (Russia), JIS (Giappone), AS 1210 (Australia) e, nell'ambito della normativa PED, si cita il codice europeo EN-13445. La teoria classica di Costruzione di macchine fornisce gli strumenti e le linee guida essenziali per eseguire correttamente il dimensionamento di un apparecchio in pressione e le espressioni di calcolo prescritte dai vari codici, pur presentando delle diversità tra loro, hanno comune origine e fondamento nelle stesse relazioni teoriche, che sviluppano e affinano sulla base di specifici studi e filosofie di pensiero. Nel presente lavoro ci si sofferma sui principali passi che caratterizzano la progettazione meccanica di un apparecchio in pressione, in particolare il dimensionamento a codice del mantello e la verifica con il metodo agli elementi finiti (FEM), realizzata con un adeguato programma di calcolo, la quale permette una analisi puntuale delle zone più critiche e dei dettagli costruttivi non coperti da formula.

Modelli analitici di calcolo

I modelli analitici di calcolo per le membrature di recipienti in pressione prescritti dai codici disponibili sul mercato sono riconducibili a relazioni (approccio "by formula") desunte dalla teoria classica di Costruzione di macchine [5, 10].

La sezione del codice americano, sicuramente uno dei più adottati, che si occupa della progettazione e costruzione di apparecchi a pressione non soggetti a fiamma è chiamata ASME VIII, la quale a sua volta è costituita da due divisioni, 1 e 2 [1, 2].

Scelto il materiale con cui costruire l'apparecchio, il codice di calcolo definisce le tensioni massime ammesse in condizioni di progetto (tensioni ammissibili).

Le tensioni ammissibili (o semplicemente "ammissibili", indicate con la lettera S) sono utilizzate nella verifica di resistenza. Rappresentano il parametro di confronto per gli sforzi principali di membrana generati, in ogni specifica situazione, dal carico applicato.

Le tensioni ammissibili da applicare in ASME VIII, Div. 1, sono ricavate sostanzialmente dalla formula seguente:

$$S = \min\left(\frac{S_t}{3.5}, \frac{S_y}{1.5}\right) \quad (1)$$

dove S_t è la tensione di rottura a freddo e S_y il carico di snervamento a caldo.

Per il codice europeo, EN 13445-3 [4], la de-

La progettazione di apparecchi in pressione con metodi di calcolo teorico-analitico è ben consolidata ma, accanto al calcolo "by formula", si sta affermando l'analisi agli elementi finiti (FEM), con cui è possibile studiare particolari costruttivi complessi non risolvibili con metodi di tipo tradizionale

terminazione dello sforzo ammissibile è molto simile. Ad esempio, per gli acciai non austenitici prescrive, in condizioni di progetto, quanto segue:

$$f = \min\left(\frac{R_{p0.2}}{1.5}, \frac{R_{m/20}}{2.4}\right) \quad (2)$$

in cui $R_{p0.2}$ è il carico di scostamento dello 0.2 % dalla proporzionalità (snervamento convenzionale), $R_{m/20}$ è il carico di rottura a temperatura ambiente.

Dal confronto delle formule di cui sopra si può immediatamente constatare il diverso grado di sicurezza adottato dai due codici. In particolare il codice europeo sfrutta maggiormente le caratteristiche resistenziali degli acciai, per basse temperature, rispetto al codice americano.

Il mantello cilindrico

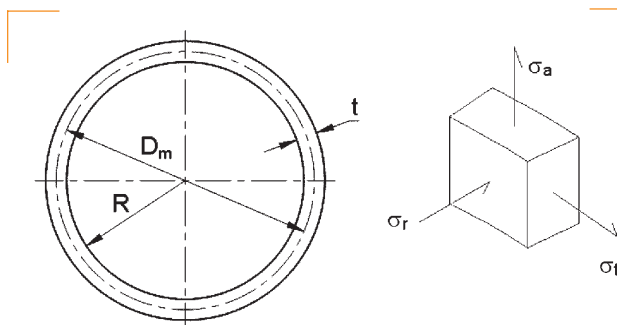
Il calcolo degli spessori del fasciame cilindrico trae origine dalla teoria dei cilindri a piccolo spessore, cui fa capo la nota formula di Mariotte [5, 10], che permette di calcolare il minimo spessore necessario al mantello per sopportare lo sforzo circonferenziale (e membranale) generato dal carico di pressione interno.

In una struttura cilindrica tubolare sollecitata a pressione interna si ha una netta prevalenza degli sforzi membranali primari (o tensioni generali di membrana) rispetto agli altri tipi di sforzo, quali le tensioni locali di membrana, flessionali primarie, secondarie (di membrana e flessionali) e di picco [2].

Le tre direzioni principali di sforzo (figura 1) in un conchio infinitesimo del mantello di un apparecchio in pressione sono quella circonferenziale, o tangenziale, su cui giace σ_t , quella radiale, su cui giace σ_r , e quella assiale, su cui giace σ_a .

Molti codici di calcolo (tra cui ASME VIII Div. 2 e EN 13445-3) dimensionano lo spessore del mantello applicando, in sostanza, il noto criterio di resistenza di Guest-Tresca [5, 10], che considera lo sforzo di taglio massimo come parametro indice del pericolo per la verifica statica di una struttura meccanica:

$$\sigma_{GT}^* = \sigma_I - \sigma_{III} = \sigma_t - \sigma_r = \frac{p \cdot D_m}{2 \cdot t} - (-p) \leq \sigma_{adm} = \frac{R_{p0.2}}{\eta} \quad (3)$$



1. Stato di sforzo in un conchio di mantello di piccolo spessore.

Nella disuguaglianza (3) σ_t e σ_{III} rappresentano, rispettivamente, le tensioni principali massima e minima, R_m il raggio medio del mantello e η il coefficiente di sicurezza adottato per calcolare l'ammissibile di progetto σ_{adm} .

Il codice ASME VIII Div. 2 [2] prescrive la seguente formula di calcolo per lo spessore del mantello:

$$t_{Rm} = \frac{(R + c) \cdot p}{S \cdot E - 0.5 \cdot p} \quad (4)$$

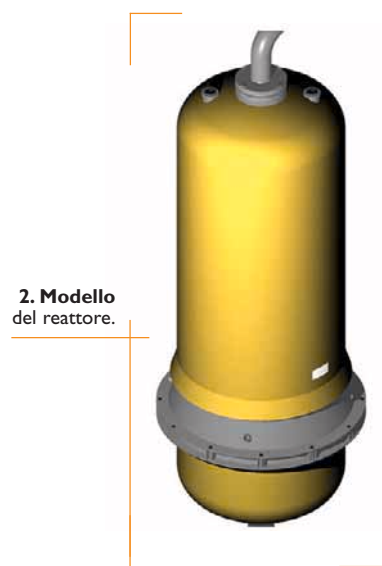
Nella (4) t_{Rm} è lo spessore minimo richiesto, c il sovraspessore (eventuale e considerato non utile alla resistenza strutturale del componente) per la corrosione, R il raggio interno del mantello e E l'efficienza di saldatura, non superiore all'unità, che serve a maggiorare lo spessore richiesto se le giunzioni saldate non vengono esaminate con un controllo radiografico al 100%. È evidente la diretta derivazione di questa relazione da quella teorica, precedentemente riportata. Il codice europeo [4] propone la seguente formula di calcolo per la determinazione del minimo spessore richiesto per il fasciame (considerando il diametro interno D al netto della corrosione):

$$t_{Rm} = \frac{D \cdot p}{2 \cdot S \cdot E - p} \quad (5)$$

La (4) e la (5) sono relazioni formalmente identiche ma è importante sottolineare che la diversa interpretazione, da parte dei due codici, dell'ammissibile del materiale, può condurre, in funzione delle condizioni operative, a risultati di calcolo differenti.

Calcolo agli elementi finiti

Si dedica l'ultima parte del lavoro al metodo di verifica agli elementi finiti, effettuata con l'au-



2. Modello del reattore.

silio di un idoneo programma di calcolo, il software Cosmos/M 2.9 [11].

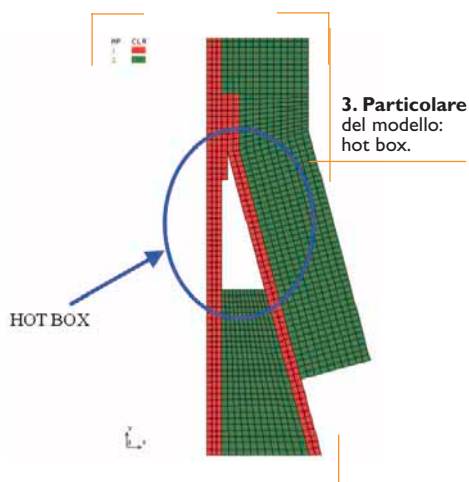
Con questo tipo di verifica è possibile analizzare particolari geometricamente complessi non trattabili con metodi teorici o non contemplati dalle espressioni prescritte dai codici di calcolo disponibili. La simmetria cilindrica del reattore [12], oggetto del seguente calcolo, permette di realizzare una semplificazione creando un modello discretizzato bidimensionale e di applicare ad esso i vincoli di spostamento e i carichi di progetto. Il reattore (figura 2) studiato realizza un trattamento di idrogenazione di frazioni petrolifere e presenta una struttura a corpo cilindrico sostenuto in posizione verticale per mezzo di una gonna saldata al mantello. L'ingombro di massima, comprese le flange inferiori, il tubo curvo superiore, la gonna e lo strato di isolante, è di circa 9500 mm in altezza per poco più di 3000 di diametro. Il corpo cilindrico principale ha un'altezza di oltre 6500 mm ed è costituito da elementi di lamiera calandrata (virole) di 29 mm di spessore. È chiu-

Tabella 1

Condizioni di progetto	
Pressione interna	$p = 28 \text{ bar(g)}$
Temperatura interna	$T = 420 \text{ °C}$
Efficienza di saldatura	100%
Condizioni operative	
Temperatura interna minima	$T_{op,min} = 250 \text{ °C}$
Temperatura interna massima	$T_{op,max} = 350 \text{ °C}$
Materiale membrature	
Acciaio bassoalegato, tenore di Cr 2.25% e Mo 1%	
Carico di snervamento alla temperatura di progetto	$R_{p0,2} = 200 \text{ MPa}$
Modulo di elasticità a temperatura ambiente	$E = 206000 \text{ MPa}$
Modulo di elasticità lineare alla temperatura di progetto	$E_{pr} = 158607 \text{ MPa}$
Coefficiente di Poisson	$\nu = 0.3$
Coefficiente di dilatazione termica lineare	$\alpha = 1.51 \cdot 10^{-5} \text{ °C}^{-1}$
Conducibilità termica	$K = 3.49 \cdot 10^{-2} \text{ W/mm °C}$
Materiale isolante	
Conducibilità termica	$K_{is} = 6 \cdot 10^{-5} \text{ W/mm}^2 \text{ °C}$

so alle estremità da due fondi bombati (ellittici) provvisti delle necessarie aperture flangiate che consentono gli innesti sulle tubazioni. Dopo aver definito il contorno della sezione si segue la sua discretizzazione con un idoneo reticolo di mesh. Gli elementi che si utilizzano sono quadrilateri piani, di tipo "PLANE2D", a due dimensioni, con rapporto di forma in generale prossimo all'unità (figure successive), e, tra le loro caratteristiche, deve essere specificata la tipologia di carico cui sono sottoposti (assialsimmetrico). Devono inoltre essere inserite nel file le caratteristiche fisiche principali, indicate in tabella 1, dei materiali impiegati per le parti metalliche e per l'isolamento della superficie esterna del reattore, associandole agli elementi del reticolo di mesh corrispondenti. L'unico vincolo sugli spostamenti da considerare nell'analisi è posto sulla faccia inferiore dell'anello di base della gonna, dove i tiranti di fondazione impediscono gli spostamenti radiali e assiali.

Una delle sezioni più critiche del reattore è localizzata in corrispondenza del punto in cui la gonna è saldata al corpo cilindrico. In questa zona è necessario effettuare un calcolo termico per valutare il gradiente di temperatura che si instaura lungo la gonna e determinare le tensioni da esso generate. Come si nota in figura 3, nell'area sottostante alla giunzione trova sede una cavità, chiamata "hot box", la cui presenza è giustificata dalla necessità che la deformazione termica della gonna, nella sezione di attacco, sia uguale a quella del mantello. In que-



sto modo si evita l'insorgenza di tensioni termiche per dilatazione differenziale.

Creando una cavità in cui gli scambi termici per irraggiamento e per convezione naturale consentono di raggiungere, a regime, una temperatura uniforme e molto prossima a quella di progetto, si sposta la variazione di temperatura nella gonna verso l'anello di base. La parte superiore della gonna subisce la medesima dilatazione del mantello e si sposta solidalmente ad esso, mentre la parte inferiore si inflette leggermente. Una corretta progettazione deve far sì che il range di tensioni in essa presente si mantenga entro limiti accettabili. Con tale accorgimento pratico si riesce pertanto ad evitare il problema delle dilatazioni termiche impedito dall'iperstaticità originata dalla condizione di vincolo esistente. Sono stati realizzati due modelli per valutare l'influenza degli effetti ter-

mici in corrispondenza della giunzione mantello-gonna e per studiare le sollecitazioni indotte dal carico di pressione, verificando in particolare cosa accade nelle zone di discontinuità strutturale (giunzioni fondi-mantello). Le condizioni di carico e temperatura a cui sono condotte le simulazioni sono quelle di progetto: - *Modello n° 1: studio delle tensioni primarie e secondarie combinate.*

L'area della sezione discretizzata del modello per lo studio degli effetti termici è compresa tra due estremi sufficientemente distanti dalla discontinuità-giunzione, per un tratto complessivo di 3650 mm in direzione verticale.

Numero e tipologia di elementi di mesh utilizzati: circa 6000 elementi quadrilateri piani PLANE2D. Condizioni al contorno da specifica immesse nel file di calcolo: temperatura lato interno mantello (420 °C); temperatura lato esterno (ambiente, 20 °C); coefficiente di scambio termico convettivo per l'aria ($h = 5 \cdot 10^{-6} \text{ W/mm}^2 \text{ °C}$).

- *Modello n° 2: studio delle sole tensioni primarie.*

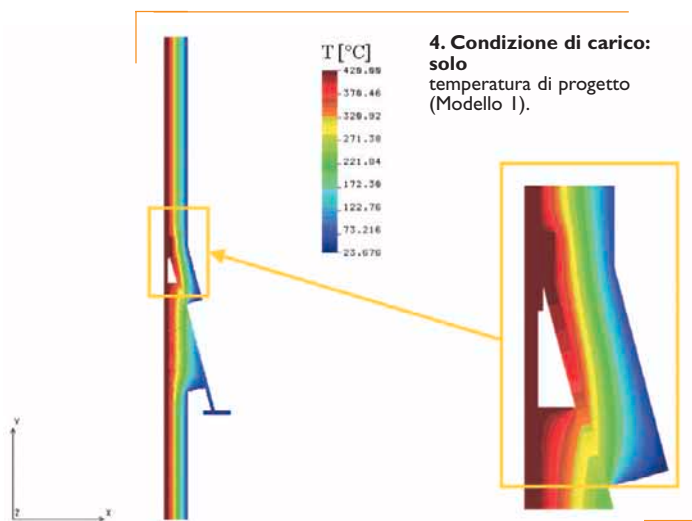
Per la verifica di resistenza delle membrature alla sola pressione interna è stato realizzato un modello che comprende l'intera sezione del reattore e che permette di valutare anche l'effetto indotto dal carico sulla giunzione mantello-fondo. Condizione di carico da specifiche inserita nel modello: 2.8 MPa per la pressione interna di progetto; vuoto spinto per la pressione esterna di progetto.

Risultati delle analisi

Realizzati i modelli e inseriti correttamente nel programma i dati e le proprietà sopra indicate, si procede alla fase di analisi termica e statica per definire:

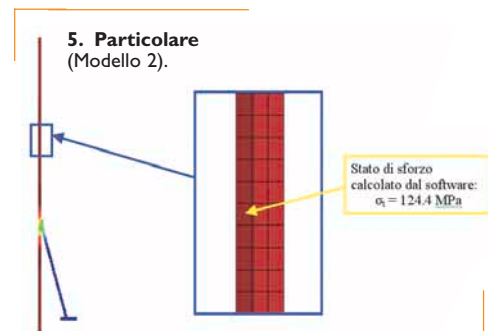
- la distribuzione di temperatura a seguito dell'applicazione del solo carico termico (Modello 1),
- lo stato di sforzo con relativa verifica di resistenza applicando solamente il carico di pressione (Modello 2),
- lo stato di sforzo applicando contemporaneamente pressione e temperatura di progetto (Modello 1).

Si vuole inoltre confrontare, ove possibile, i risultati numerici ottenuti con il calcolo tradizionale con quelli generati dal post-processor del programma di analisi FEM.



4. Condizione di carico: solo temperatura di progetto (Modello 1).

In figura 4 è mostrato l'andamento della temperatura nella sezione, ottenuto dal post-processing dell'analisi termica effettuata sul Modello 1, e un particolare nella zona della hot box. Si nota come la bassa conduttività termica dell'isolante permette di mantenere uniforme la temperatura nel mantello, evitando la genera-



5. Particolare (Modello 2).

zione di sforzi termici, e come le temperature del mantello e della gonna, nella zona della hot box, siano simili e uniformi. Pertanto la simulazione agli elementi finiti conferma i risultati che si vogliono ottenere con questo tipo di soluzione. Rispetto al calcolo dello sforzo circonferenziale, a valori medi, utilizzando le espressioni della teoria classica di Costruzione di macchine, si osserva una leggera sottostima (si veda l'espressione sotto riportata) di queste ultime proprio per la loro inadeguatezza a considerare situazioni di discontinuità strutturale. Il livello massimo di sforzo evidenziato dall'analisi FEM (126.5 MPa) del Modello 2, applicando la sola pressione di progetto, si riscontra infatti in corrispondenza delle giunzioni tra fondo e mantello, dove il fasciame cilindrico è soggetto, localmente, ad una deformazione impe-

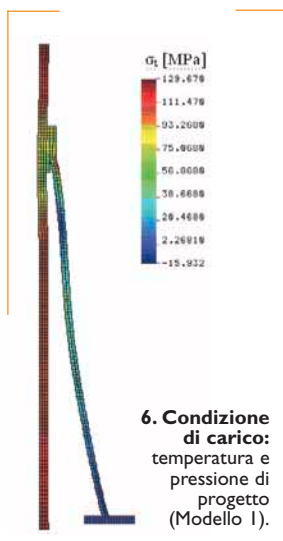
ditata. Nella parte della struttura priva di discontinuità i risultati di calcolo sono invece del tutto in linea con quelli da analisi FEM (figura 5). L'applicazione della formula teorica determina lo stato di sforzo circonferenziale indicato di seguito.

Lanciando l'analisi statica del Modello 1, dopo aver caricato nel file la distribuzione della temperatura, si ottiene un

output che presenta i risultati dell'applicazione simultanea del carico termico e del carico di pressione. Dal range del livello dello sforzo circonferenziale riportato in figura 6 si evince che la temperatura contribuisce in

$$\sigma_t = \frac{p \cdot D_m}{2 \cdot t} = \frac{2.8 \cdot (2286 + 26)}{2 \cdot 26} = 124.5 \text{ MPa} \quad (6)$$

modo abbastanza trascurabile a determinare l'intensità massima delle tensioni nella struttura, cosa peraltro prevedibile, vista la presenza dell'isolamento. In figura 6 è mostrata la configurazione deformata (accentuata per ragioni di chiarezza grafica e senza la presenza dell'isolamento termico) del modello nella zona della gonna. La forma qualitativa della configurazione deformata conferma quanto detto in precedenza riguardo alla benefica azione svolta dalla



6. Condizione di carico: temperatura e pressione di progetto (Modello 1).

hot box sul contenimento delle deformazioni nella zona di giunzione tra gonna e mantello e dei conseguenti picchi di sforzo.

S. Baragetti, F. Tordini, Dipartimento Progettazione e Tecnologie, Università degli Studi di Bergamo, Dalmine (BG), e-mail: sergio.baragetti@unibg.it
P. Mantovani, responsabile ufficio tecnico Officine L. Resta Spa, Scanzorosciate (BG), Italy, e-mail: tecnico@officineresta.it

Bibliografia

- [1] ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII Division 1, The American Society of Mechanical Engineers, 2001 Edition, 2002 Addenda.
- [2] ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII Division 2, The American Society of Mechanical Engineers, 2001 Edition, 2002 Addenda.
- [3] ASME Section II Part D, The American Society Of Mechanical Engineers, 2001 Edition, 2002 Addenda.
- [4] European Committee for Standardization (CEN), EN 13445-3 Rev. 4: Unfired Pressure Vessels, Part 3: Design, 1999.
- [5] M. Guagliano, L. Vergani, *Appunti delle lezioni di Costruzione di Macchine* del prof. A. Terranova, Edizioni Cusl, 1997.
- [6] D. Annaratone, *Recipienti in pressione - Verifiche di stabilità*, Prima Edizione, Edizioni Clup, 1979.
- [7] D.R.Moss, *Pressure Vessel Design Manual*, First Edition, Gulf Publishing Company Book Division.
- [8] Standards of The Tubular Exchangers Manufacturers Association (Tema), VIII Edition, 1999.
- [9] W.C. Young, R.G.Budynas, *Roark's Formulas for Stress and Strain*, Seventh Edition, McGraw-Hill, 2002.
- [10] W.J.Carter, B.E.Ball, *CASTI Guidebook to ASME Section VIII Div. 1*, Second Edition, McGraw-Hill, 2000.
- [11] Cosmos®, Cosmos/M v. 2.9, Structural Research & Analysis Corporation (SRAC).
- [12] F. Tordini, *Dimensionamento e verifica di resistenza di un apparecchio in pressione*, tesi di diploma, Università degli Studi di Bergamo, Facoltà di Ingegneria, 2002.