



SANT'AMBROGIO Servizi Industriali srl
piazza C. Donegani 8 - 20133 Milano
tel. 02.70603113 fax 02.2663546

e-mail: santambrogio@sant-ambrogio.it
sito web: <http://www.sant-ambrogio.it>

La verifica in prova idraulica secondo ASME VIII divisione 1

Chiedo scusa a tutti quelli che mi hanno chiesto di continuare la favola dei Topolini e delle verifiche di legge sulle trappole a molla, ma non ho elementi nuovi sull'argomento (e del resto non ce ne sono neppure sulle verifiche periodiche da fare sulle attrezzature a pressione). Preferisco pertanto affrontare, una volta tanto, un problema squisitamente tecnico, com'è appunto quello della verifica in prova idraulica di un apparecchio a pressione secondo il codice americano ASME Sezione VIII divisione 1; verifica che, se avrete la pazienza di leggere fino in fondo quanto segue, non è una cosa del tutto banale. A coloro che hanno voglia di leggere delle favole, facendosi magari anche quattro risate, raccomando caldamente la lettura della cronaca politica dei principali quotidiani nazionali, che continuano a pubblicare favole sempre nuove e divertenti (ricordo tra le più recenti "Angela e Mario, divisi dallo Spread", "Angelino, Pierluigi e Pierferdinando amici per forza", "Le nuove avventure di Supermario", e molte altre ancora). A chi invece non interessano né le favole, né le prove idrauliche, consigliamo di passare immediatamente al paragrafo successivo.

Ma torniamo alla nostra pressione di prova idraulica secondo ASME VIII divisione 1. Nel lodevole tentativo di **stressare in prova idraulica un apparecchio a pressione sino alle sue estreme capacità di resistenza**, la pressione di prova idraulica richiesta da questo codice è stata basata sulla cosiddetta **MAWP (= Maximum Allowable Working Pressure)**, ossia sulla massima pressione ammissibile per l'apparecchio tenendo conto degli spessori utilizzati, ovviamente sempre superiore a quella di progetto (molte volte si aggiunge l'ulteriore specificazione "**hot & corroded**", per indicare che si tratta della massima pressione ammissibile alla temperatura di progetto calcolata sottraendo dallo spessore di ciascun componente dell'apparecchio il rispettivo sovrappessore di corrosione). E' tuttavia ammesso (e, come vedrete in seguito, alle volte è l'unica soluzione possibile) basare la pressione di prova idraulica sulla pressione di progetto. Il procedimento per il calcolo della MAWP dell'apparecchio è il seguente:

1. **calcolare la MAWP "hot & corroded" di ciascun componente**, rovesciando, ove possibile, le formule di calcolo in modo da ottenere la pressione massima anziché lo spessore minimo (salvo ovviamente il caso in cui, come avviene per il calcolo di un fasciame cilindrico a pressione esterna, le formule del codice non forniscano direttamente il risultato); ove il calcolo diretto della pressione massima non fosse fattibile, la MAWP del componente andrà calcolata per tentativi, aumentando la pressione di progetto con piccoli incrementi successivi, sino a raggiungere la sollecitazione massima ammissibile del componente interessato (il che non presenta ovviamente problemi per gli utenti del nostro software, che usa automaticamente questo procedimento);
2. **destrarre dai valori così ottenuti per ciascun componente il relativo battente idrostatico in condizioni operative** (normalmente inferiore a quello esistente durante la prova idraulica, sia perché la densità dell'eventuale liquido presente nell'apparecchio è generalmente inferiore a quella dell'acqua, sia perché non è detto che questo sia pieno fino all'orlo);
3. **la MAWP "hot & corroded" dell'apparecchio è il minimo tra tutti i valori trovati**: è cioè la massima pressione applicabile nella parte più alta dell'apparecchio che, tenuto conto del battente idrostatico in esercizio, non mette in crisi nessuno dei componenti in pressione dello stesso;
4. **per ognuno dei componenti (fatta eccezione per la bulloneria di collegamento delle**

flange) determinare il rapporto tra la sollecitazione ammissibile a temperatura ambiente e quella ammissibile in condizioni di esercizio (stress ratio), scegliendo tra tutti gli stress ratio possibili quello più basso (***Lsr = Lowest stress ratio***);

5. **determinare la pressione di prova idraulica con la formula:**

$$P_H = 1,3 \times MAWP \times Lsr$$

E' bene chiarire il significato pratico di questa formula: essa vorrebbe garantire che **in nessuno dei componenti dell'apparecchio si superi, durante la prova idraulica, una pressione maggiore di 1,3 volte la massima pressione che esso sopporterebbe a temperatura ambiente** (nei casi in cui lo spessore è determinato dalla sollecitazione ammissibile, ciò equivale a dire che, in condizioni di prova, non si supera una sollecitazione maggiore di 1,3 volte quella sopportabile a temperatura ambiente; il senso di moltiplicare ulteriormente per il valore di *Lsr* è appunto quello di maggiorare la pressione di progetto ammissibile in funzione dell'aumento di sollecitazione ammissibile a temperatura ambiente rispetto a quella ammissibile a temperatura di progetto). Tuttavia ciò non è rigorosamente vero in tutti i casi: vi sono, infatti, **alcune eccezioni**.

La prima eccezione è costituita dalla **bulloneria delle flange di collegamento**, per la quale il relativo **stress ratio** (da non considerare, come già detto, nel calcolo di *Lsr*) è quasi **sempre pari all'unità** (la sollecitazione ammissibile dei bulloni in acciaio basso legato – SA 193 B7 o simili – è infatti basata sul carico di rottura del materiale diviso per 5, e non varia fino a temperature di 450°C circa); pertanto, nel caso che il valore di *Lsr* sia superiore a 1, **la sollecitazione nei bulloni in condizioni di prova potrebbe essere superiore a 1,3 volte quella sopportabile a temperatura ambiente**: in questo caso perciò il Codice prescrive di **verificare che la sollecitazione dei bulloni in prova idraulica non superi il 90% del limite elastico** (questo è l'unico caso in cui viene previsto specificamente un calcolo in condizioni di prova e una sollecitazione ammissibile da non superare in tali condizioni: **se qualche ispettore autorizzato vi chiede di verificare tutte le altre membrane dell'apparecchio anche in condizioni di prova con un ammissibile basato sul 90% del limite elastico, sappiate che si tratta di una sua idea personale e non di una prescrizione del Codice**).

La seconda eccezione si può verificare nel **caso che a determinare lo spessore sia la pressione esterna e non quella interna**: in questo caso, infatti, non è più vero che il rapporto tra pressione ammissibile a temperatura ambiente e pressione ammissibile a temperatura di progetto sia uguale allo stress ratio: la resistenza a pressione esterna non ha infatti niente a che fare con le sollecitazioni ammissibili, ma è determinata piuttosto, nel caso di membrane sottili, dal modulo di elasticità del materiale.

La terza eccezione, sicuramente la più importante, è quella in cui **la pressione idrostatica dovuta al battente liquido è sensibilmente maggiore di quella esistente in condizioni di progetto**: è il caso di tutti gli apparecchi alti, o comunque quelli in cui il battente idrostatico, anche se non eccessivo, esiste soltanto in condizioni di prova idraulica, mentre manca completamente in condizioni di progetto. In ogni caso è vero che in condizioni di progetto il livello liquido all'interno di un apparecchio è in generale inferiore alla sua altezza, mentre la densità è quasi sempre inferiore a quella dell'acqua (il battente idrostatico, espresso in bar, è dato dalla formula

$$P_H = \rho gh \times 10^{-5}$$

con densità del fluido ρ in kg/m^3 , accelerazione di gravità $g = 9,81 m/s^2$, livello liquido h in m): se pertanto il battente idrostatico in prova dovesse essere superiore a 1,3 volte il battente idrostatico in progetto, si avrebbe automaticamente che la condizione di prova è più gravosa di quella di progetto.

Sorge a questo punto il problema della **determinazione della massima pressione di prova idraulica sopportabile da un apparecchio**, tenuto conto, come già detto più sopra, che **il Codice ASME VIII divisione 1 non prevede un metodo di calcolo per la prova basato su sollecitazioni ammissibili specifiche**. E' tuttavia vero che **la pressione massima sopportabile da un apparecchio in prova idraulica può essere determinata indirettamente**, attraverso quella che viene definita come la **“basis for calculated test pressure”**. Si tratta in pratica anche qui di una Maximum Allowable Working Pressure, però calcolata a temperatura ambiente e ad apparecchio non corrosivo (**MAWP “new & cold”**), con lo stesso procedimento adottato per trovare la MAWP “hot & corroded”, ossia **determinando la massima pressione sopportabile da ciascun componente a temperatura ambiente in condizioni non corrosive, e detraendo dal valore trovato l'altezza idrostatica in progetto, per poi scegliere, tra i valori trovati, il valore inferiore**. In assenza di battenti idrostatici, la pressione di prova ottenuta moltiplicando per 1,3 la “basis for calculated test pressure” così determinata (P_b) è la massima pressione di prova compatibile con tutti gli spessori utilizzati. Se però esiste un battente idrostatico in prova diverso da quello in progetto, la massima pressione di prova sopportabile dal singolo componente può essere calcolata sommando a P_b il rispettivo battente idrostatico in progetto, moltiplicando il risultato per 1,3 e detraendo dal valore ottenuto il battente idrostatico in prova; la massima pressione di prova sopportabile dall'apparecchio sarà ovviamente il minore dei valori così ottenuti. E' facile convincersi che, **in assenza di un sovrappessore di corrosione e in presenza di un battente idrostatico in prova sensibilmente maggiore di quello in progetto** (per la precisione, in presenza di un battente idrostatico in prova superiore a quello in progetto diviso per 1,3), **non solo diventa determinante la condizione di prova rispetto a quella di progetto, ma può addirittura verificarsi il caso di non riuscire a trovare uno spessore di materiale sufficiente a resistere alle condizioni di prova**, e ciò per il semplice motivo che la MAWP aumenta con l'aumentare dello spessore, generando così una pressione di prova che cresce al crescere dello spessore. Incredibile, non è vero?

Ebbene, agli utenti del nostro software che volessero convincersene consigliamo il seguente **giocchetto**: prendete una virola cilindrica diametro interno 2000 e spessore 8 mm, materiale (da data base metrico) SA 240 304 HS (ossia con le sollecitazioni ammissibili più elevate), efficienza di saldatura 1, corrosione nulla, temperatura di progetto 150°C, pressione di progetto 1,035 MPa, battente idrostatico nullo in progetto e pari a 0,02 MPa in prova (dovuto all'altezza dell'acqua in prova con apparecchio orizzontale – le sollecitazioni ammissibili valgono 138 MPa a temperatura ambiente e 130 MPa a temperatura di progetto); selezionate l'opzione di basare la prova sulla MAWP anziché sulla pressione di progetto; passando al calcolo, troverete che lo spessore minimo di calcolo è uguale allo spessore adottato, ma, passando alla stampa, il software vi avviserà che la pressione di prova richiesta è 1,428 Mpa ($1,035 \times 138/130 \times 1,3$), mentre la massima pressione ammessa, visto che la MAWP new & cold è 1,099 Mpa, è data da $1,3 \times 1,099 - 0,02 = 1,408$ MPa; il che non comporta automaticamente il fallimento della verifica, dato che potrebbero poi esserci altri componenti che, in virtù di un eventuale abbassamento vuoi della MAWP che dello stress ratio, potrebbero abbassare la pressione di prova dell'apparecchio al disotto di 1,408 MPa (il nostro software prevede infatti un una procedura che, dopo aver fatto il calcolo di tutti i componenti, vi consente di confrontarli tra loro per selezionare la pressione di prova valida per l'apparecchio). Ma, dando per scontato che la pressione di prova da usare sia effettivamente 1,428 MPa, qualora voleste cercare di ovviare al problema aumentando lo spessore da 8 a 9 mm, vi trovereste nuovamente di fronte a un avviso, solo che questa volta vi verrebbe richiesta una pressione di prova di 1,606 MPa, contro una pressione massima sopportabile di 1,586; aumentando ulteriormente lo spessore a 10 mm, entrambi i valori aumenterebbero (1,783 contro 1,763), ma la differenza rimarrebbe sempre di 0,02 MPa (proprio il valore del battente in prova!). E allora qual è la soluzione? La sola soluzione possibile in questo caso è quella di aumentare sì lo spessore a 9 mm, ma aggiungendo un battente idrostatico in progetto pari a 0,015 MPa: a questo punto troverete che la pressione di prova dell'apparecchio si è ridotta, e ciò perché la presenza del battente idrostatico in progetto ha ridotto il valore della MAWP hot & corroded, e quindi anche il valore della pressione di prova; in alternativa, cosa ancora più semplice, potete basare la pressione di prova sulla pressione di progetto anziché sulla

MAWP hot & corroded, con il che la stessa si ridurrà nuovamente a 1,428 MPa, fermo restando che la pressione di prova sopportabile con 9 mm di spessore resta 1,586 MPa (da notare che in questo modo la virola sarebbe adatta a sopportare anche la prova idraulica secondo PED, pari a $1,43 \times 1,035 = 1,48$ MPa). Detto questo, **non mi resta che fare i complimenti a tutti quelli che hanno avuto la pazienza di seguirmi fino in fondo.**

Fernando Lidonnici

Che cosa sta bollendo in pentola?

La versione **NextGen** dell'**ASME VIII divisione 1, addenda 2011** viene distribuita in questi giorni (a tutti gli utenti in regola con il contratto di assistenza) assieme alla **versione classica** dello stesso software. Abbiamo deciso di procedere in questo modo in parte per rendere più “soft” il passaggio ai nuovi programmi, in parte perché vi sono, in effetti, alcune membrature per cui l'interfaccia grafica del NextGen non è ancora disponibile (ad esempio, gli apparecchi a pressione cilindrici dotati di intercapedine). Da notare, come già comunicato nella precedente newsletter, che tutti i licenziatari in possesso sia dell'**ASME VIII divisione 1** che dell'**ASME VIII divisione 2** potranno accedere ad entrambi i programmi con la stessa interfaccia grafica, attivando, ove necessario, non soltanto il “**cambio di codice**” (ossia il ricalcolo con l'altro codice di un apparecchio già calcolato con uno dei due), ma anche il “**cambio di addenda**”, ossia il ricalcolo con un'edizione (addenda) del codice diversa da quella con cui l'apparecchio era stato calcolato in origine. Ovviamente ciò è possibile solo a partire dalla prima edizione considerata nel software, che è l'edizione 2010 per l'ASME VIII divisione 1, e l'edizione 2007 per l'ASME VIII divisione 2. Per chi è titolare anche di una licenza del software **CARVES** (calcolo di **sollecitazioni localizzate prodotte dai carichi sui bocchelli secondo WRC 107/297**) è possibile attivare i relativi calcoli anche partendo da NextGen; lo stesso avviene per i titolari del software **Zick** (calcolo **apparecchi orizzontali su selle secondo PD5500**), con la differenza, tuttavia, che il calcolo verrà fatto, sia per la divisione 1 che per la divisione 2, anziché secondo il codice PD5500, secondo la versione del metodo di Zick riportata nel codice ASME Sezione VIII divisione 2, che ci siamo presi la responsabilità di estendere anche ai calcoli ASME VIII divisione 1, ovviamente con l'uso delle sollecitazioni ammissibili previste da questo codice. Da notare tuttavia che, nel **caso siano richiesti anche carichi orizzontali** (dovuti al vento e/o al terremoto), **si dovrà usare la versione classica** del software Zick, dato che nell'ASME Sezione VIII divisione 2 non sono previsti i carichi orizzontali.

Nel programma **ADMK** secondo le norme tedesche **AD 2000** è ora previsto anche il calcolo delle **flange con guarnizione “full face”**, mentre il programma delle colonne **COLOAS** è stato totalmente revisionato per adeguarlo alle norme americane **ASCE**; lo stesso programma può ora essere usato con riferimento alle norme italiane **NTC 2008** o, eventualmente, alla bozza del nuovo **capitolo 22 “Tall Vertical Vessels” dell'EN 13445.3** (che è stata lanciata in inchiesta pubblica il 15 marzo – termine dell'inchiesta il 15 agosto). Il software secondo **EN 13445.3** è stato integrato con il modulo di calcolo per **coperchi circolari rinforzati** (capitolo 21).

Stiamo programmando **l'edizione NextGen anche dei pacchetti software secondo EN 13445.3, VSR e AD 2000**. Purtroppo, al contrario di quanto avviene per ASME VIII divisione 1 e divisione 2, non esiste un data base dei relativi materiali EN in edizione digitale; dovremo pertanto **trasferire in NextGen il data base da noi compilato manualmente ed attualmente usato per le versioni classiche di questi software**, fermo restando che per i materiali ASME presenti nel database e utilizzati sia in EN 13445,3 che in VSR (con la procedura del **Particular Material Appraisal** richiesta dalla PED) l'aggiornamento verrà fatto sulla base del CD aggiornato fornito da ASME.

Il programma secondo le norme **VSG** (praticamente l'unico rimasto ancora nella vecchia versione DOS) è ora disponibile in versione **Windows**; per averlo in versione NextGen ci vorrà ancora un po' di tempo.

Il prossimo **Corso di progettazione di apparecchi a pressione e scambiatori di calore, organizzato**, come di consueto, in collaborazione con l'**Unione dei Costruttori di Caldareria**, avrà luogo a **Padova nei giorni 16,17,18 e 18 aprile**. Il corso, come quelli precedenti, sarà strutturato in **quattro giornate** (moduli): la prima sui **criteri generali di progettazione meccanica** degli apparecchi, la seconda sul **calcolo a pressione interna e a pressione esterna e sul calcolo degli accoppiamenti flangiati**, la terza sugli **scambiatori di calore (parte termica e parte meccanica)** e la quarta sui **carichi diversi dalla pressione e sulla fatica**. Chi volesse iscriversi può trovare tutte le informazioni necessarie sul sito di UCC (www.caldareria.it). I **nostri licenziatari**, così come i soci di ANIMA e di UCC, hanno ovviamente diritto a uno **sconto sulla quota** di partecipazione.

Segnaliamo inoltre che saremo presenti alla **mostra internazionale della Chimica di Francoforte (ACHEMA) dal 18 al 22 giugno**.

Diamo il benvenuto a:

ATC SEAL SUPPORT SYSTEMS S.L.
CROM S.r.l.
DUE EMME S.p.A.
FRIGOMECC S.p.A.
Ing. ANTONIO GIORDANO
Ing. ALESSANDRO Di MASSIMO
Ing. MONTANARO MICHELE
I.N.T. S.r.l.
METANO IMPIANTI MOLISE S.r.l.
PIETRO FIORENTINI S.p.A.
PULEO S.r.l.
TECNIM S.r.l.
TECNOVAPOR S.r.l.
TGH RENOVA s.r.o.
TURBO S.r.l.
UNICAL AG S.p.A.
VENTURI S.a.s.

SANT'AMBROGIO Servizi Industriali srl