



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA
DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

TESI DI LAUREA TRIENNALE IN
INGEGNERIA DEI PROCESSI INDUSTRIALI E MATERIALI

(Laurea triennale DM 270/04 – indirizzo Processi)

Sviluppo dei bilanci termici e calcolo delle perdite di carico
su una linea di recupero esplosivo da ordigni bellici

Tutor interno: Prof. Renato Bonora

Tutor aziendale: Ing. Cristian Comoretto

Laureando: SIMONE BERTOLDI

ANNO ACCADEMICO 2011 – 2012

- Pagina Bianca -

Riassunto

Questa tesi ha lo scopo di rendere conto e raccogliere i dati relativi all'attività di tirocinio svolta presso la ditta Dott. Mariano Pravisani (da qui in poi indicata con DMP) durante la quale si sono esaminati i bilanci termici su una sezione d'impianto in regime stazionario. A questo scopo sono state applicate le conoscenze teoriche acquisite nel corso di studio in Ingegneria dei Processi Industriali e Materiali in un impianto esistente, con tutte le considerazioni e le approssimazioni che normalmente la pratica comporta. Queste sono esposte nella presente tesi assieme a tutte le ipotesi e considerazioni che hanno portato allo sviluppo delle relazioni stesse. Le conclusioni cui si è giunti sono state poi confrontate con le informazioni provenienti dall'impianto reale.

Indice

Indice.....	iii
Introduzione	v
Capitolo 1.....	1
Cenni teorici.....	1
1.1 La trasmissione del calore	1
1.1.1 La conduzione	2
1.1.2 La convezione	2
1.1.3 Meccanismi combinati di trasmissione del calore	3
1.2 Le perdite di carico in circuiti idraulici	5
1.2.1 Perdite di carico distribuite	5
1.2.2 Perdite di carico concentrate	6
1.2.2.2 Metodo delle altezze cinetiche	6
Capitolo 2.....	7
Descrizione del processo.....	7
2.1 Linea di recupero esplosivo.....	8
2.1.1 Vasca di decantazione (1B1001).....	8
2.1.2 Omogeneizzazione (1C1003).....	10
2.1.3 Riscaldamento e decantazione (1B1002)	10
2.1.4 Serbatoio di raccolta acque rosse (1B1004).....	11
2.2 Linea di aspirazione vapori	11
2.2.1 Trattamento vapori(1K1005)	11
2.3 Tubazioni.....	12
Capitolo 3.....	13
Studio e soluzione del problema	13
3.1 Ipotesi e approssimazioni preliminari	13
3.2 Calcoli geometrici	14
3.2.1 Individuazione delle dimensioni caratteristiche.....	14
3.2.2 Calcolo delle superfici	14
3.3 Calcoli termici	16
3.3.1 Determinazione delle variabili indipendenti	16
3.3.2 Bilanci termici.....	17

3.4	Calcolo delle perdite di carico.....	22
Capitolo 4.....		25
Conclusioni		25
4.1	Confronto con impianto reale.....	25
4.2	Considerazioni finali	25
Capitolo 5.....		31
Coibentazione.....		31
Bibliografia		I

Introduzione

Nell'ingegneria chimica riveste un ruolo di primo piano la conoscenza di tutti gli aspetti legati agli scambi di energia termica e delle perdite di carico poiché sono i fenomeni, oltre a quelli prettamente chimici, che maggiormente influenzano gli impianti industriali nel senso più ampio del termine. In questo lavoro di tesi si è focalizzata l'attenzione proprio su questi due aspetti cercando di quantificarli con particolare attenzione alle esigenze realmente manifestate dall'azienda ospitante. I calcoli stessi sono stati svolti cercando di calarsi nel contesto ingegneristico reale con tutte le problematiche e approssimazioni che questo comporta essendo, in molti casi non didattici, estremamente difficoltoso, quando non impossibile, avere a disposizione tutti i dati a rigore necessari a risolvere le equazioni risolutive. Inoltre in un contesto reale di azienda esistono precisi e ben determinati vincoli che condizionano in modo rilevante la scelta del metodo risolutivo stesso.

Capitolo 1

Cenni teorici

In questo capitolo sono accennati brevemente gli argomenti teorici necessari alla comprensione dei fenomeni legati allo scambio di energia, soprattutto i fenomeni legati alla conduzione, convezione e alla quantità di moto, utilizzata esclusivamente per il calcolo delle perdite di carico in circuiti idraulici.

1.1 La trasmissione del calore

Un sistema termodinamico si dice aperto se scambia con l'ambiente¹ materia ed energia, isolato se c'è uno scambio di energia ma non di materia, adiabaticamente isolato se non c'è scambio né di energia né di materia con l'ambiente. Questo si definisce poi in equilibrio termodinamico quando è contemporaneamente in equilibrio chimico (assenza di gradienti di concentrazione), meccanico (risultante delle forze e dei momenti calcolati rispetto a un qualsiasi punto nullo) e termico (assenza di gradienti di temperatura).

Assumiamo ora di avere un sistema in cui siano verificate le prime due condizioni ma non la terza, questo sistema tenderà spontaneamente a scambiare una particolare forma di energia detta *calore*, che si propagherà in direzione opposta al gradiente stesso, fintanto che non sarà raggiunta la condizione di equilibrio termico.

Il primo principio della termodinamica afferma che in una qualsiasi trasformazione termodinamica calore e lavoro scambiati sono uguali, cioè:

$$dQ = dL , \quad (1.1)$$

dove con dQ e dL sono indicate le quantità infinitesime di calore e lavoro scambiate dal sistema con l'ambiente², oppure si può anche dire che in una trasformazione termodinamica l'energia totale del sistema si conserva:

$$dU = dQ + dL = cost , \quad (1.2)$$

con dU si indica l'energia totale del sistema.

Il Secondo principio della termodinamica invece dice che in una qualsiasi trasformazione irreversibile, quindi in ogni trasformazione naturale essendo queste sempre irreversibili, parte dell'energia è dissipata a causa delle irreversibilità:

¹ Si definisce *ambiente* tutto ciò che è esterno al sistema termodinamico ma che può avere interazioni con quest'ultimo attraverso scambi di materia ed energia.

² Si ricordi la convenzione termodinamica per la quale è positivo il calore entrante nel sistema e negativo il lavoro fatto sul sistema.

$$dS = \frac{dQ}{T} + \Delta S_{irr} \quad (1.3)$$

dove dS è la variazione infinitesima dell'entropia durante la trasformazione, ΔS_{irr} è l'aumento sempre positivo di entropia dovuto all'irreversibilità e T è la temperatura assoluta in Kelvin.

La trasmissione del calore può avvenire secondo tre modalità fondamentali che possono poi combinarsi in modo più o meno importante a seconda del fenomeno e sono la conduzione, la convezione e l'irraggiamento.

1.1.1 La conduzione

La trasmissione del calore per conduzione è strettamente legata alla natura della materia stessa. Nei solidi le molecole vibrano intorno alle loro posizioni di equilibrio e questo provoca un trasferimento dell'energia da quelle a energia maggiore a quelle a energia minore, nei metalli è invece primario il contributo dato dal moto degli elettroni. Nei fluidi oltre all'energia vibrazionale lo scambio è dovuto anche all'energia cinetica degli atomi o delle molecole.

La legge che descrive la propagazione del calore da un mezzo a temperatura superiore a uno a temperatura inferiore è la legge di Fourier:

$$\frac{q}{A} = -k \nabla T \quad (1.4)$$

con q calore scambiato, A area di scambio e k è la conduttività termica del materiale, in forma monodimensionale:

$$\frac{q}{A} = -k \frac{dT}{dx} \quad (1.5)$$

1.1.2 La convezione

La convezione è la forma più importante di trasmissione del calore nei fluidi. È dovuta al moto macroscopico di materia che può essere indotto da un agente esterno (ad esempio ventilatori, pompe, mescolatori), e si parla in questo caso di *convezione forzata*, o meno (vento, forza di galleggiamento), e allora si dice che c'è *convezione naturale*. Se si considera uno strato di fluido di spessore L , la cui temperatura nel bulk³ è T_∞ , in movimento rispetto a un piano a temperatura T_s si ha che il flusso termico può essere espresso da:

$$q = h * A (T_p - T_\infty) = \frac{K * A}{L} (T_p - T_\infty) \quad (1.6)$$

Dove h è chiamata conduttanza termica o coefficiente di film. Il coefficiente di film dipende in maniera complessa da un numero elevato di fattori quali densità, viscosità, velocità relativa fluido-parete, calore specifico del fluido e altri per cui la sua determinazione si basa sull'utilizzo di relazioni teoriche esclusivamente per sistemi molto semplici mentre si avvale di tutte le tecniche empiriche e semi-empiriche per quanto riguarda i sistemi a maggiore complessità.

³ Si definisce come *bulk* di un fluido quella zona all'interno della quale le proprietà quali temperatura, concentrazione, velocità possono essere ritenute indipendenti dalla posizione all'interno del bulk stesso.

Una descrizione fisica del fenomeno convettivo può essere data nel caso di un fluido in movimento rispetto a una superficie attraverso il concetto dello strato limite. Una particella in contatto con una lastra assumerà esattamente la velocità della lastra stessa e questa particella interagirà con quelle a contatto con essa riducendone la velocità relativa. Sarà quindi possibile determinare per ogni posizione sulla lastra un profilo di velocità dal bulk alla superficie. Se per ogni posizione sulla superficie si congiungessero i punti in cui la proprietà in esame, in questo caso la velocità, assume il valore che ha nel bulk⁴, si otterrebbe una regione delimitata da una superficie immaginaria che viene chiamata *strato limite* e avente spessore infinitesimo δ .

Analogo è il caso della temperatura: se tra la superficie della lastra e il bulk del fluido c'è un gradiente di temperatura, allora si creerà uno strato limite termico analogo a quello di velocità ma, in generale, di spessore differente. La teoria dello strato limite afferma inoltre che le resistenze al trasporto, nel caso particolare al trasporto di energia ma potrebbe essere anche quantità di moto o materia, sono concentrate proprio all'interno dello strato limite a causa della minore velocità delle particelle ivi presenti che quindi risultano principalmente in moto laminare tra loro mancando quindi quella possibilità di scambio dovuta al mescolamento vorticoso tra i diversi strati di fluido.⁵ La conduttanza esprime proprio questa resistenza dovuta allo strato limite e lo scambio termico non mostra una dipendenza esplicita dallo spessore dello strato limite, a causa della difficoltà a determinare questa dimensione, che quindi è inglobata all'interno del coefficiente di film.

1.1.3 Meccanismi combinati di trasmissione del calore

Nella maggior parte delle situazioni reali non si è in presenza di un'unica modalità di trasmissione del calore ma si ha una combinazione di queste. Un esempio classico è quello di due fluidi a diversa temperatura separati da una parete. Trascurando gli effetti dell'irraggiamento, la situazione è quella rappresentata in figura:

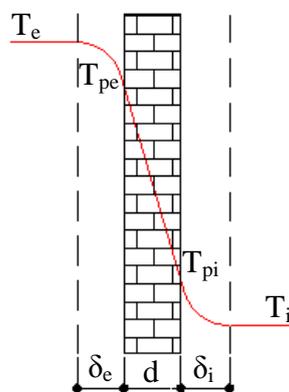


Fig. 1 - Profilo di temperatura tra due fluidi separati da una parete.

⁴ A rigore lo strato limite è definito come la superficie immaginaria per la quale la proprietà in esame è pari allo 0,99 del valore che questa assume all'interno del bulk.

⁵ Da ciò si evince che strato limite di velocità, termico e di concentrazione sono legati tra loro dalle condizioni di moto al loro interno.

In questo caso possiamo suddividere la resistenza globale di scambio termico in tre contributi:

- resistenza allo scambio termico convettivo *lato esterno*,
- resistenza allo scambio termico conduttivo della parete,
- resistenza allo scambio termico convettivo *lato interno*.

Per quanto riguarda la temperatura avremo che:

$$\Delta T_{tot} = T_e - T_{pe} + T_{pe} - T_{pi} + T_{pi} - T_i = T_e - T_i \quad (1.7)$$

ed essendo il calore scambiato lo stesso per i tre sistemi, si ha:

$$\bullet \text{ scambio termico convettivo } lato \text{ esterno: } Q = h_e A (T_e - T_{pe}) \quad (1.8)$$

$$\bullet \text{ scambio termico conduttivo: } Q = \frac{K \cdot A}{L} (T_{pe} - T_{pi}) \quad (1.9)$$

$$\bullet \text{ scambio termico convettivo } lato \text{ interno: } Q = h_i A (T_{pi} - T_i) \quad (1.10)$$

e combinandola con la relazione 1.7 si ottiene:

$$Q = A * \left(\frac{1}{h_e} + \frac{L}{K} + \frac{1}{h_i} \right)^{-1} * \Delta T_{tot} \quad (1.11)$$

che permette di calcolare il calore scambiato tra il fluido interno ed esterno.

Quindi $Q = Q(K, L, A, h_e, h_i, T_e, T_i)$ e K (o conducibilità termica del materiale) si trova solitamente tabulato, L e A (spessore e superficie di scambio) sono generalmente note mentre, come è stato già detto, è molto complicata una valutazione precisa di h_e e h_i . Per lo scambio termico verso l'interno h_i dipende in maniera rilevante dalla velocità del fluido all'interno delle unità e dal grado di mescolamento. Per fluidi in condizioni di forte turbolenza si può assumere che lo scambio termico sia molto efficace quindi il termine $\frac{1}{h_i}$ può essere trascurato essendo h_i molto elevato oppure che, a causa del forte mescolamento, la temperatura all'interno dell'unità sia omogenea fino alla superficie stessa cioè $T_{pi} \cong T_i$ o che vi siano entrambi questi fattori. Per quanto riguarda lo scambio di calore con l'esterno la determinazione di h_e si basa su formule empiriche funzioni della velocità dell'aria circostante, in particolare:

$$h_e = \alpha_c = 2,32 + 10,44 * \sqrt{v_{air}} \quad (1.12)$$

Dove α_c è chiamato coefficiente di adduzione e v_{air} è la velocità dell'aria circostante in $\frac{m}{s}$. Questa formula è valida nel caso di superfici, orizzontali e verticali, rivolte verso l'esterno e velocità dell'aria superiore ai $4 \frac{m}{s}$. Per un condotto circolare, omettendo i passaggi intermedi, si ottiene:

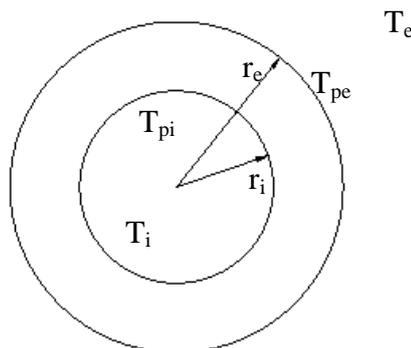


Fig. 2 - Sezione trasversale di un condotto cilindrico

$$Q = 2\pi L * \left(\frac{1}{h_i r_i} + \frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{K} + \frac{1}{h_e r_e} \right)^{-1} * \Delta T_{tot} \quad (1.13)$$

Essendo L la lunghezza del condotto.

1.2 Le perdite di carico in circuiti idraulici

Qualsiasi fluido in moto in un circuito idraulico subisce una caduta di pressione, denominata appunto *perdita di carico*, a causa dell'attrito tra parete e fluido, degli attriti interni al fluido, delle turbolenze in seno ad esso e della conformazione del circuito idraulico stesso. Le perdite di carico legate agli attriti, o tra parete-fluido o tra fluido-fluido, sono denominate *distribuite* mentre quelle dovute alla struttura del circuito idraulico, gomiti, flange, restringimenti e altro, sono chiamate *concentrate*. Dall'*Equazione di Bernoulli* si ha che

$$\frac{\Delta u^2}{2} + g\Delta z + \int_{p_1}^{p_2} V_s dp + W_s + F + \sum y = 0 \quad (1.14)$$

essendo tutti i termini espressi come densità di energia, allora:

- $\frac{\Delta u^2}{2}$: termine cinetico, quantifica la variazione dell'energia cinetica, cioè della velocità, del fluido;
- $g\Delta z$: termine geometrico, valuta la differenza di pressione dovuta alla variazione della quota;
- $\int_{p_1}^{p_2} V_s dp$: termine piezometrico, valuta l'effetto della variazione di pressione;
- W_s : a seconda del segno è il lavoro compiuto dal fluido o sul fluido;
- F : è l'energia convertita irreversibilmente in calore a causa degli attriti;
- $\sum y$: indica l'energia persa a causa delle perdite di carico.

1.2.1 Perdite di carico distribuite

Per un fluido in movimento all'interno di un condotto di lunghezza infinitesima dL e diametro D si ha che sulla parete si origina una forza di attrito pari al prodotto tra lo sforzo applicato τ e l'area della tubazione che provocherà delle cadute di pressione che prendono il nome di perdite di carico. Le perdite di carico dipendono dalle proprietà del fluido, del condotto e da un fattore ϕ detto di attrito di Fanning pari a

$$\phi = \frac{\tau}{\rho u^2} \quad (1.15)$$

ricavabile in funzione del numero di Reynolds

$$Re = \frac{\rho * u * D}{\mu} \quad (1.16)$$

con ρ densità e μ viscosità cinematica, e della scabrezza relativa $\frac{\varepsilon}{D}$, con ε rugosità superficiale, e pari a:

$$\pi * D * dL * \tau = -dp * \pi * \frac{D^2}{4} \quad (1.17)$$

dove il primo termine rappresenta le forze di attrito e il secondo la forza di pressione.

Da questo si ottiene che le perdite di carico distribuite si possono calcolare come:

$$-\Delta p = 4\phi \frac{L}{D} * \rho u^2 \quad (1.18)$$

o in termini di altezze cinetiche, definite come altezza della colonna di fluido che determina la stessa differenza di pressione, come:

$$\Delta h = -\frac{\Delta p}{\rho g} = 4\phi \frac{L}{D} * \frac{u^2}{g} \quad (1.19)$$

1.2.2 Perdite di carico concentrate

Le perdite di carico concentrate sono quelle dovute alla struttura del circuito idraulico che sarà costituito da tratti rettilinei, gomiti, valvole e molti altri elementi. Tutti questi provocano sul fluido delle perdite di carico nette caratteristiche per il tipo di elemento la cui valutazione può essere eseguita secondo due modi corrispondenti alle misure delle perdite di carico in salto di pressione o altezza di liquido.

1.2.2.1 Metodo di Fanning o delle lunghezze equivalenti

Si suppone che l'ostacolo incontrato dal fluido provochi delle perdite di carico pari a quelle che sarebbero causate dal suo moto all'interno di un condotto di lunghezza L_{eq} solitamente espressa come numero di diametri equivalenti per cui si ha che

$$L_{eq} = D_{eq} * D \quad (1.20)$$

da cui:

$$-\Delta p = 4\phi \frac{L_{eq}}{D} * \rho u^2 \quad (1.21)$$

essendo per n ostacoli

$$L_{eq} = \sum_{i=1}^n L_i \quad (1.22)$$

1.2.2.2 Metodo delle altezze cinetiche

E' definita come altezza cinetica il termine $\frac{u^2}{2g}$. La presenza di un ostacolo provoca delle perdite di carico pari a k altezze cinetiche per cui per n ostacoli

$$H = \sum_{i=1}^n k_i * \frac{u^2}{2g} \quad (1.23)$$

e quindi ricordando la 1.18 si ha

$$\Delta h = 8\phi \frac{L}{D} * \frac{u^2}{2g} + H \quad (1.24)$$

Capitolo 2

Descrizione del processo

Il lavoro di tesi è riferito a una sezione di un impianto di recupero esplosivo da ordigni bellici. In questa sezione si vuole dare una breve spiegazione del processo completo e delle singole unità per meglio comprendere i calcoli svolti in seguito. Il Process Flow diagram semplificato è il seguente:

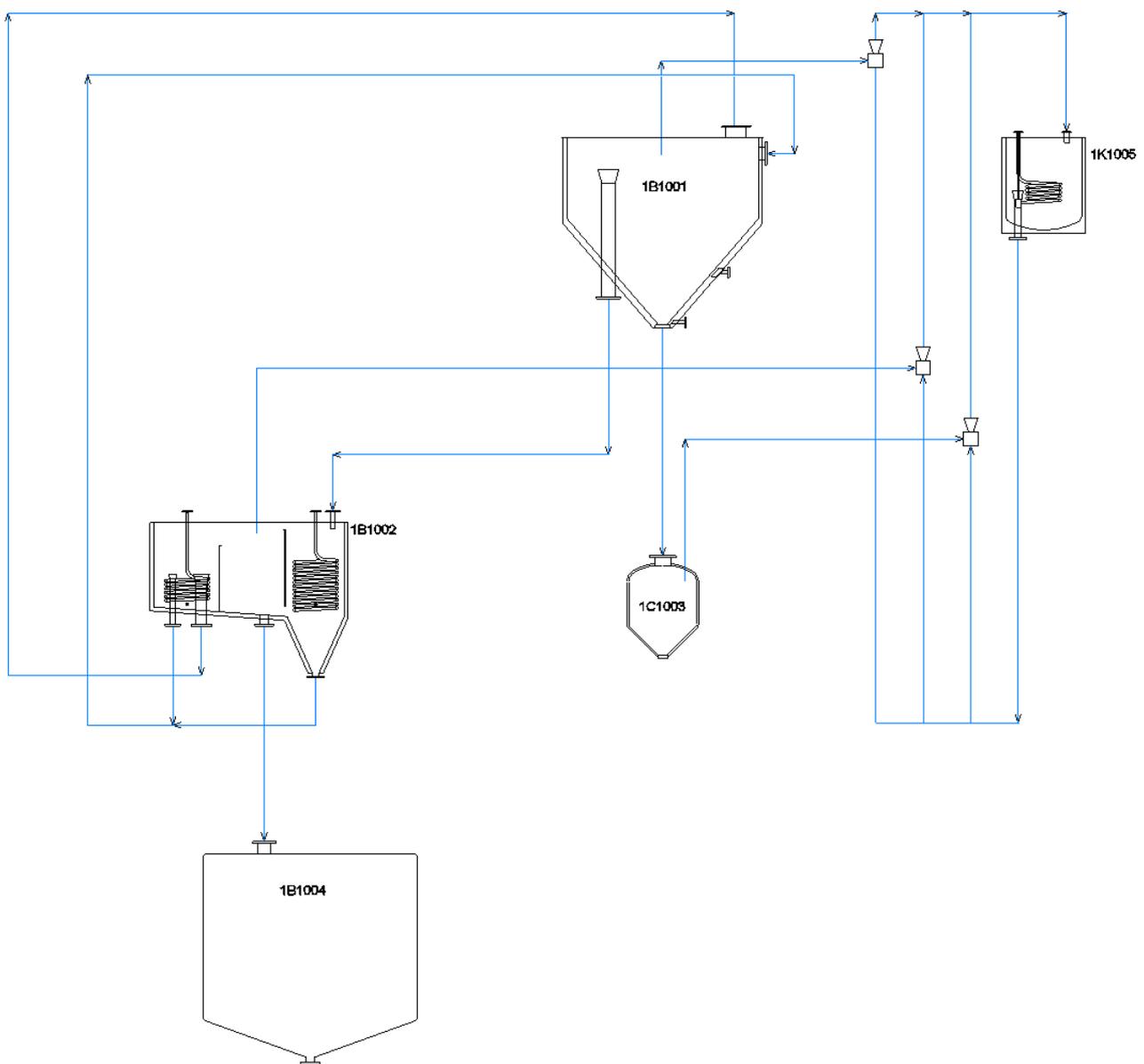


Fig. 3 Diagramma di flusso d'insieme

2.1 Linea di recupero esplosivo

L'impianto è costituito da quattro unità e si pone l'obiettivo di separare completamente l'esplosivo dagli ordigni allo scopo di recuperare sia la parte metallica decontaminata sia l'esplosivo. Il processo di lisciviazione avviene mediante acqua calda pressurizzata a temperatura superiore agli 80,35 °C, temperatura di fusione del TNT, e pressione compresa tra 1,5 e 3 bar, spruzzata attraverso una serie di ugelli in modo da sfruttare sia l'azione meccanica sia quella fisica.



Fig. 4 Cilindro di miscela esplosiva

L'esplosivo si separa per decantazione nella vasca di decantazione grazie alla sua densità pari a $1.654 \frac{Kg}{dm^3}$. L'esplosivo che non decanta immediatamente può essere recuperato in un secondo momento nella vasca di riscaldamento e decantazione. La parte di esplosivo che va in soluzione è invece catturata attraverso un sistema di trattamento delle acque rosse alla fine del quale si ottiene dell'acqua che può essere nuovamente riutilizzata per il lavaggio degli ordigni. L'esplosivo proveniente dal trattamento acque non è recuperabile e deve essere smaltito.



Fig. 5 Impianto pilota per studi sulla decantazione

2.1.1 Vasca di decantazione (1B1001)

Le munizioni sono caricate su appositi rack a seconda del tipo e inviate attraverso un sistema di movimentazione automatico nella postazione di lavaggio. L'acqua calda in pressione è spruzzata da una serie di ugelli anch'essi diversi secondo il tipo di munizioni caricate.



fig. 6 Postazione di carico



fig. 7 Sistema di movimentazione



fig. 8 Ugelli di lavaggio

L'esplosivo lisciviato cade nella vasca di decantazione dove precipita a causa della sua maggiore densità rispetto all'acqua. La temperatura, pari a circa 90°C , è mantenuta grazie a una camicia isolata termicamente attraverso lana di vetro e riscaldata con vapore sotto pressione che è fatto condensare cedendo in questo modo l'energia necessaria. Un troppo pieno scarica il liquido in eccesso nel contenitore 1B1002 che ha una duplice funzione: riscaldare l'acqua e decantare il restante esplosivo non decantato in precedenza nella vasca di lavaggio.



fig. 9 Vasca di decantazione



Fig. 10 Acque rosse non trattate

2.1.2 Omogeneizzazione (1C1003)

L'esplosivo decantato in 1B1001 è scaricato fluido in un serbatoio di omogeneizzazione costantemente mescolato, isolato termicamente con lana di vetro e riscaldato con una camicia alimentata a vapore. Da qui l'esplosivo può essere spillato e scaricato in recipienti dotati di speciali separatori. Quando il materiale si è raffreddato i separatori fanno in modo che i blocchi di esplosivo così formati possano essere maneggiati per essere imballati.



Fig. 11 Esplosivo decantato



fig. 12 Blocchi di esplosivo

2.1.3 Riscaldamento e decantazione (1B1002)

Le acque rosse provenienti da 1B1001 vengono inviate in un labirinto riscaldato mediante due serpentine immerse direttamente nel liquido nei quali fluisce vapore in pressione che viene fatto condensare. Il labirinto è costituito da due diaframmi studiati in modo che nelle acque in uscita non vi sia presenza di esplosivo e con un fondo leggermente inclinato in modo che il materiale che si separa cada per gravità in un collettore di forma piramidale.



Fig. 13 Incrostazioni di esplosivo in seguito a raffreddamento sotto gli 80 °C

L'esplosivo depositato, insieme all'acqua in uscita dal troppo pieno di questa stessa unità, è rinviato all'unità 1B1001 per essere nuovamente decantato. Un ulteriore scarico del serbatoio è dedicato allo svuotamento dell'unità in caso di manutenzione (tutto il liquido viene scaricato nel serbatoio di

raccolta 1B1004). Il coperchio dell'unità 1B1002 è in alluminio perché più leggero dell'acciaio e quindi più facilmente rimovibile in caso di pulizia dell'unità.

2.1.4 Serbatoio di raccolta acque rosse (1B1004)

Il serbatoio di raccolta 1B1004 non è altro che un grande recipiente con un volume tale da contenere tutta l'acqua normalmente contenuta nell'impianto.



Fig. 14 Acque rosse filtrate

2.2 Linea di aspirazione vapori

I vapori che si manifestano nelle diverse unità di processo possono contenere tracce di esplosivo o di altri composti prodotti dalla sua decomposizione o dalle reazioni con impurezze presenti nell'acqua di processo. Per questo motivo questi vanno ripuliti prima di essere reimmessi nell'ambiente.



fig. 15 Unità 1K1005

2.2.1 Trattamento vapori (1K1005)

L'aria presente nelle varie unità, in particolare in 1B1001, 1B1002 e 1C1003, viene aspirata per mezzo di eiettori nei quali il fluido motore è la stessa acqua presente in 1K1005. In questo modo si

attua un lavaggio in circolo chiuso dei vapori che cedono il particolato indesiderato all'acqua di ricircolo che viene di tanto in tanto spurgata e smaltita o inviata al trattamento acque. Il serbatoio è isolato e termostato per mezzo di una serpentina di riscaldamento alimentata a vapore in modo da evitare che il fluido motore si raffreddi fino a causare la solidificazione dell'esplosivo che andrebbe poi a ostruire le tubazioni creando situazioni pericolose e possibili danni ingenti.

2.3 Tubazioni

Tutte le tubazioni dell'impianto sono isolate e incamiciate a vapore sotto pressione che è fatto condensare in modo da mantenere la temperatura del fluido in movimento sempre superiore a quella di solidificazione dell'esplosivo. Senza quest'accorgimento, nelle tubazioni, in particolare nei punti più tortuosi, si avrebbe deposizione di materiale esplosivo che oltre ad aumentare le perdite di carico, e quindi i costi di esercizio, determinerebbe numerosi inconvenienti tra i quali un aumento del rischio esplosivo, una diminuzione di efficienza complessiva dell'impianto e un suo maggior sporco e quindi una maggiore frequenza nella manutenzione.

Capitolo 3

Studio e soluzione del problema

In questo capitolo sono descritte le procedure adottate per il conseguimento dei bilanci termici e per il calcolo delle perdite di carico. La DMP aveva la necessità di avere a disposizione un sistema di calcolo flessibile e adattabile a diverse tipologie e forme geometriche, lo studio quindi si non si è focalizzato su un preciso bilancio termico, ma su un sistema di equazioni risolutive regolate da precisi parametri operativi. Per la verifica si sono utilizzati i dati di un impianto reale. Analogamente per il calcolo delle perdite di carico, per le quali si è impostato un sistema che permette di eseguire i calcoli una volta noti i dati geometrici, come il diametro, la lunghezza e lo spessore, e tecnici, quali la portata e la viscosità.

3.1 Ipotesi e approssimazioni preliminari

In tutto lo studio sono state assunte alcune ipotesi e approssimazioni o per trascurare elementi poco incisivi dal punto di vista numerico ma molto rilevanti in quanto a complessità o per impossibilità nell'ottenere una descrizione rigorosa e soddisfacente di alcuni fenomeni.

La prima approssimazione è di tipo geometrico: tutte le unità di processo sono state ridotte a figure geometriche il più possibile semplici trascurando tutte le valvole, bocchelli, strumentazioni, flange e divisori. E' stato considerato, infatti, che per queste o l'aumento di superficie che portano è sostanzialmente irrilevante, e per questo motivo è stata assunta come superficie di scambio la superficie esterna del reattore indipendentemente dallo spessore anche dello strato isolante, o che essendo interne al fluido non hanno un ruolo vero e proprio nello scambio termico.

Per quanto riguarda i fluidi questi sono sempre considerati dal punto di vista chimico e fisico equivalenti ad acqua pura, questo perché la portata di acqua è nettamente preponderante rispetto a quelle di qualsiasi altro fluido che entra nel processo (esplosivo lisciviato, eventuali impurezze o olii) infatti, per una portata dell'ordine delle decine di migliaia di kilogrammi ora di acqua abbiamo qualche centinaio di kilogrammi ora di esplosivo lisciviato.

Per quanto riguarda il moto dei fluidi (da qui in poi acqua per i motivi detti) questi sono sempre in condizione di forte turbolenza sia nelle tubazioni, dove la velocità dell'acqua è rilevante (da qualche m/s a decine di m/s), che nei serbatoi, attraverso l'uso di percorsi forzati e, quando necessari, di agitatori meccanici. Per questo si è ipotizzato che all'interno dei serbatoi l'acqua non presenti gradienti di temperatura in tutto il suo volume e lo scambio termico è assunto uguale sia per l'acqua che per l'aria.

Infine si suppone che nell'impianto non si abbiano perdite di alcun tipo, per cui non è necessario alcun reintegro, e il fluido all'interno delle diverse unità è al livello di esercizio e si mantiene tale.

3.2 Calcoli geometrici

Il passo preliminare necessario alla stesura dei bilanci termici è la parametrizzazione delle unità di processo attraverso l'individuazione di opportuni, e sufficienti, parametri.

3.2.1 Individuazione delle dimensioni caratteristiche

Nel ricercare le dimensioni caratteristiche si è fatto riferimento a un criterio di economicità nel numero di variabili e facilità d'individuazione delle stesse nei disegni di progetto. Qui di seguito sono indicate per unità d'impianto le variabili scelte.

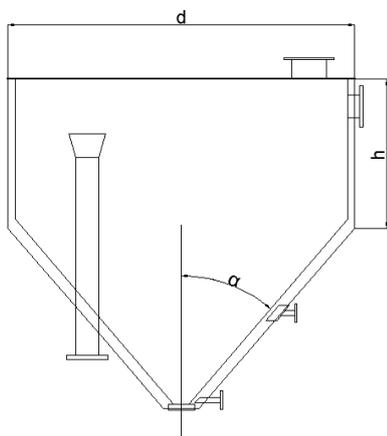


Fig. 16 Unità 1B1001

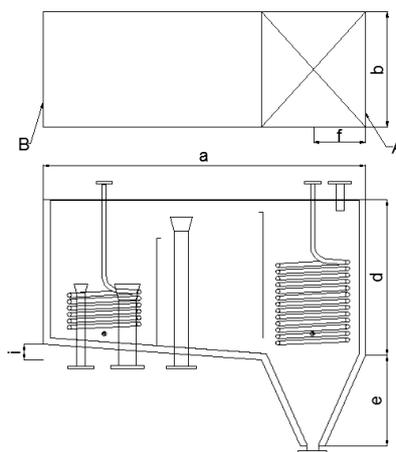


Fig. 17 Unità 1B1002

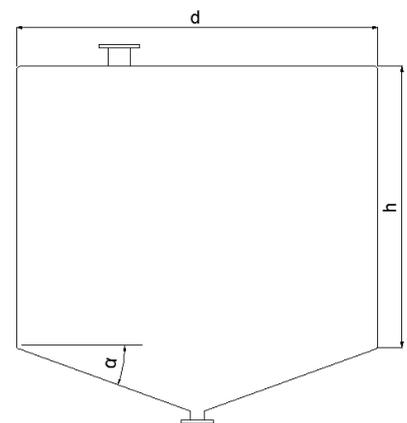


Fig. 18 Unità 1B1004

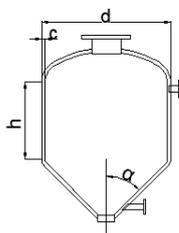


Fig. 19 Unità 1C1003

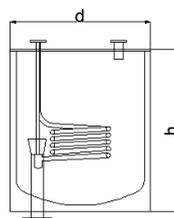


Fig. 20 Unità 1K1005

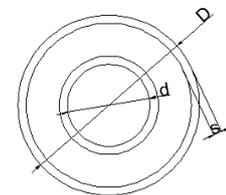


Fig. 21 Tubazioni

3.2.2 Calcolo delle superfici

La dimensione rilevante nel caso dei calcoli termici è la superficie. Per questo motivo il primo passo per svolgere i bilanci termici è conoscere il valore di questa grandezza per ogni elemento d'impianto. Per il calcolo delle superfici valgono le approssimazioni dette all'inizio. Le formule

sono riportate facendo riferimento alle variabili indicate negli schemi precedenti, divise per unità di processo.

- 1B1001

Superficie coperchio superiore $S_{upper} = \pi(d/2)^2$ (3.1)

Superficie laterale $S_{lateral} = \pi d * h$ (3.2)

Superficie cono inferiore $S_{upper} = \pi(d/2) * a = \pi(d/2) * (d/2)/sen\alpha$ (3.3)

- 1B1002

Superficie coperchio superiore $S_{upper} = a * b$ (3.4)

Superficie pannello A $S_A = b * d$ (3.5)

Superficie pannello B $S_B = (d - i) * b$ (3.6)

Superficie laterale $S_L = 2 * ((d - i) * a + i * 2f + i * (a - 2f)/2)$ (3.7)

Superficie fondo inclinato $S_{bottom} = \sqrt{((a - 2f)^2 + i^2)} * b$ (3.8)

Superficie piramide $S_{pyramid} = 2f * \sqrt{(e^2 + (b/2)^2)} + b * \sqrt{(e^2 + f^2)}$ (3.9)

- 1B1004

Superficie coperchio superiore $S_{upper} = \pi(d/2)^2$ (3.10)

Superficie laterale $S_{lateral} = \pi d * h$ (3.11)

Superficie cono inferiore $S_{upper} = \pi(d/2) * a = \pi(d/2) * (d/2)/cos\alpha$ (3.12)

- 1C1003

Superficie coperchio decinormale $S_{upper} = (d * 1,212 + 2 * (5c))^2 * \pi/4$ (3.13)

Superficie laterale $S_{lateral} = \pi d * h$ (3.14)

Superficie cono inferiore $S_{upper} = \pi(d/2) * a = \pi(d/2) * (d/2)/cos\alpha$ (3.15)

- 1K1005

$$\text{Superficie teste} \quad S_{heads} = 2 * \pi(d/2)^2 \quad (3.16)$$

$$\text{Superficie laterale} \quad S_{lateral} = \pi d * h \quad (3.17)$$

- Tubazioni

$$\text{Superficie esterna} \quad S_{external} = \pi D * L \quad (3.18)$$

3.3 Calcoli termici

I calcoli termici costituiscono il centro del lavoro di tirocinio e sono stati redati con particolare attenzione alle esigenze reali dell'azienda. Poiché i calcoli sono stati fatti per un impianto operante in regime stazionario, l'obiettivo è stato quello di calcolare la quantità di calore (da fornire o da sottrarre) necessaria a chiudere il bilancio termico sull'impianto. Questo si traduce da un punto di vista operativo in portata di vapore saturo a una data pressione la quale a sua volta ha un risvolto ingegneristico poiché permette il dimensionamento del generatore di vapore. Per quanto riguarda i calcoli questi sono costituiti da bilanci entalpici sulle singole unità.

3.3.1 Determinazione delle variabili indipendenti

Al fine di risolvere i bilanci termici è stato necessario definire il valore di un certo numero di variabili che chiamiamo quindi indipendenti. Questi valori possono derivare da misure, stime o vincoli di progetto.

Per quanto detto è evidente che una delle variabili indipendenti è la pressione del vapore nell'impianto, e quindi la sua temperatura. In tutto l'impianto il vapore scambia calore condensando completamente, anche mediante l'ausilio di particolari apparecchiature chiamate condensini, e quindi il calore fornito per unità di massa è pari alla differenza di entalpia tra il vapore acqueo saturo e l'acqua liquida satura. Questo permette di massimizzare lo scambio termico e in più semplifica notevolmente i calcoli, infatti, per una portata volumetrica \dot{V} di vapore si ha che il calore scambiato è:

$$Q = \dot{V} * \rho * \Delta H_{condensazione} \quad (3.19)$$

dove ρ è la densità del vapore e $\Delta H_{condensazione}$ è la differenza di entalpia specifica tra il vapore saturo e il liquido saturo alla pressione scelta. Il contributo dato dal calore sensibile⁶ è stato invece trascurato perché di molto inferiore a quello del calore latente di condensazione.

Un'altra variabile indipendente è la temperatura ambiente e la velocità dell'aria.

Altri parametri sono le temperature di esercizio dei singoli componenti dell'impianto, la temperatura di alcuni flussi in ingresso e uscita⁷ e la temperatura all'interno delle tubazioni, le quali

⁶ Si definisce *calore sensibile* il calore scambiato da un fluido senza che vi sia passaggio di stato mentre si definisce *calore latente* il calore scambiato a temperatura costante da un fluido lungo un passaggio di stato.

sono interamente incamiciate a vapore. Oltre alle temperature è necessario fissare anche le portate di precisi flussi di materia e i materiali di costruzione delle unità d'impianto e dell'isolante utilizzato.

3.3.2 Bilanci termici

Qui di seguito sono riportati i bilanci termici sulle diverse sezioni dell'impianto. Per ogni unità sono stati schematizzati i flussi termici in ingresso e uscita rappresentati o da perdite di calore verso l'ambiente o dai flussi entalpici relativi allo spostamento di materia. In generale è indicata con T_i la temperatura all'interno dell'unità, con T_e quella dell'ambiente esterno e T_v quella del vapore saturo alimentato.

La DMP aveva anche la necessità di valutare il contributo dato dalla coibentazione delle apparecchiature. Per questo motivo il coefficiente globale di scambio termico K_{tot} può avere due formulazioni diverse: nel caso di coibentazione

$$K_{tot} = \left(\frac{s}{K_{met}} + \frac{1}{\alpha_c} + \frac{c}{K_{coib}} \right)^{-1} \quad (3.20)$$

senza coibentazione,

$$K_{tot} = \left(\frac{s}{K_{met}} + \frac{1}{\alpha_c} \right)^{-1} \quad (3.21)$$

dove s e c indicano rispettivamente lo spessore della piastra di metallo dell'apparecchiatura e quello dello strato di coibentante mentre K_{met} e K_{coib} rispettivamente i coefficienti di conduzione del metallo costruttivo e del coibentante.

3.3.2.1 1B1001

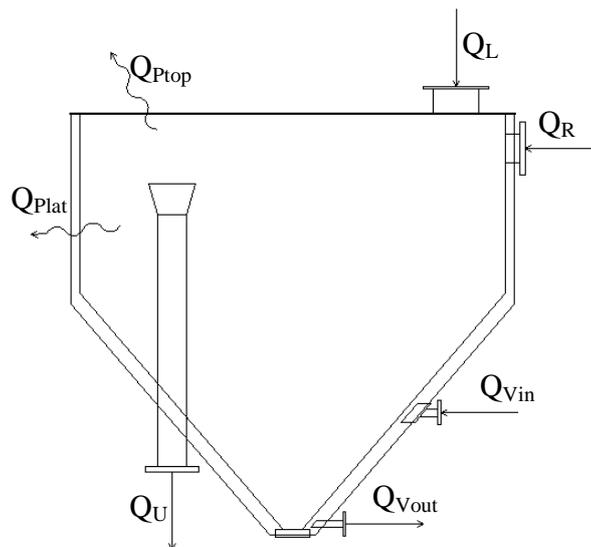


Fig. 22 Flussi termici unità 1B1001

⁷ I flussi per i quali sono fissate le temperature sono quelli coinvolti in fasi critiche del processo

- Flusso in ingresso dalla lisciviazione

$$Q_L = H_{vapore} - H_{lisciviato} = (\dot{V} * \rho * H)_{vapore} - \dot{m}_{lisciviato} * H_{lisciviazione} \quad (3.22)$$

- Flusso in uscita

$$Q_U = \dot{m}_U * H_U \quad (3.23)$$

- Flusso di riciclo

$$Q_R = \dot{m}_R * H_R \quad (3.24)$$

- Perdite verso l'ambiente

Le perdite verso l'ambiente sono state suddivise in perdite attraverso il coperchio superiore e perdite attraverso il resto della superficie. Questa distinzione è dovuta al fatto che il coperchio superiore, a differenza di tutte le altre facce, non è coibentato con il vapore.

$$Q_{Ptop} = K_{tot}(T_i - T_e)S_{upper} \quad (3.25)$$

$$Q_{Plat} = K_{tot}(T_v - T_e)S_{lateral} \quad (3.26)$$

La somma di tutti questi flussi di calore dà il flusso di calore che devo fornire per chiudere il bilancio. Come si è già detto in precedenza questo calore è fornito dalla condensazione del vapore acqueo saturo sotto pressione. Chiamiamo la somma dei flussi da 3.22 a 3.26 Q_{tot} :

$$Q_{tot} = Q_L + Q_R - Q_U - Q_{Ptop} - Q_{Plat} = Q_{Vout} - Q_{Vin} = -\Delta Q_V \quad (3.27)$$

- Calore di condensazione

$$\Delta Q_V = Q_{Vin} - Q_{Vout} = \dot{m}_{H_2O}(h_{vap} - h_{liq}) \quad (3.28)$$

e h_{vap} e h_{liq} indicano l'entalpia specifica del vapore e del liquido alla stessa temperatura. Dalla 3.28 è possibile calcolare la portata di vapore che chiude il bilancio termico sull'unità, questa sarà:

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{\Delta Q_V}{(h_{vap} - h_{liq})} \quad (3.29)$$

Nota la temperatura del vapore è noto il volume specifico e quindi la portata volumetrica di vapore.

- Calore vapori

Benché non molto elevato, è possibile calcolare anche il flusso termico dei vapori aspirati assimilando questi ad aria atmosferica alla stessa temperatura del liquido all'interno della vasca.

$$Q_{air} = \dot{m}_{air} * H_{air} \quad (3.30)$$

e la 3.27 quindi diventa:

$$Q_{tot} = Q_L + Q_R - Q_U - Q_{Ptop} - Q_{Plat} - Q_{air} = Q_{Vout} - Q_{Vin} = -\Delta Q_V \quad (3.31)$$

3.3.2.2 1C1003

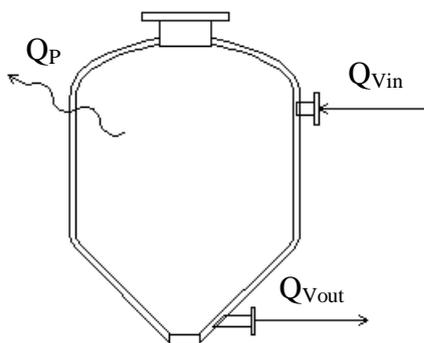


Fig. 23 Flussi termici unità 1C1003

- Perdite verso l'ambiente

$$Q_P = K_{tot}(T_i - T_e)S_{tot} = Q_{Vin} - Q_{Vout} = \Delta Q_V \quad (3.32)$$

- Calore di condensazione

$$\Delta Q_V = Q_{Vin} - Q_{Vout} = \dot{m}_{H_2O}(h_{vap} - h_{liq}) \quad (3.33)$$

- Calore vapori

Anche per quest'unità è possibile calcolare il flusso termico dei vapori aspirati e valgono le stesse considerazioni fatte per 1B1001.

$$Q_{air} = \dot{m}_{air} * H_{air} \quad (3.34)$$

3.3.2.3 1B1002

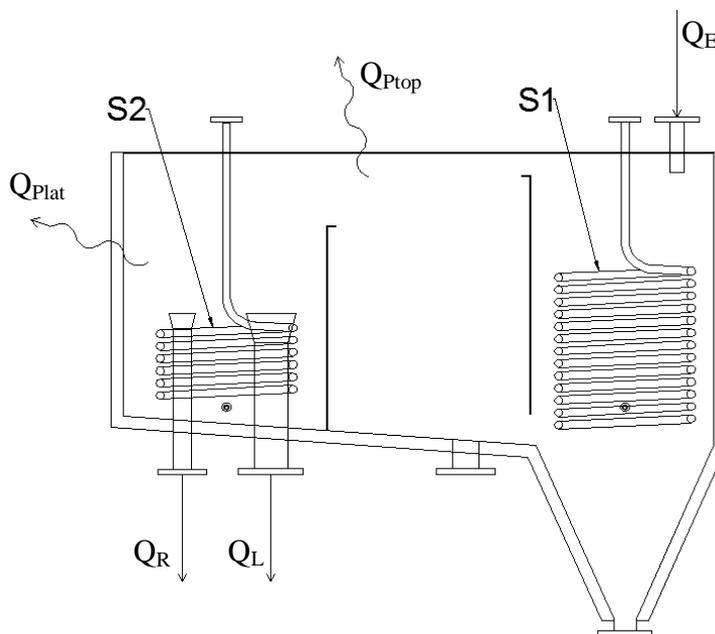


Fig. 24 Flussi termici unità 1B1002

- Flusso in ingresso da scarico 1B1001

$$Q_E = \dot{m}_E * H_E \quad (3.35)$$

- Flusso in uscita per il ricircolo in 1B1001

$$Q_R = \dot{m}_R * H_R \quad (3.36)$$

- Flusso in uscita per lisciviazione in 1B1001

$$Q_L = \dot{m}_L * H_L \quad (3.37)$$

- Perdite verso l'ambiente

Anche per questa unità le perdite verso l'ambiente sono state divise in due flussi: attraverso il coperchio superiore e attraverso il resto dell'apparecchiatura. Questa scelta è stata fatta perché il coperchio, come si è già detto, è in alluminio perché più leggero dell'acciaio e quindi più facilmente rimovibile in caso di manutenzione. Inoltre mentre tutta l'apparecchiatura è isolata termicamente il coperchio non lo è. Lo svantaggio principale nella scelta di questo materiale per il coperchio è che il coefficiente di trasmissione termica dell'acciaio è all'incirca di $15 \frac{W}{m*K}$ mentre per l'alluminio è di $200 \frac{W}{m*K}$, cioè un ordine di grandezza superiore e il coperchio contribuisce per più del 25% della superficie complessiva.

$$Q_{Ptop} = K_{tot}(T_i - T_e)S_{upper} \quad (3.38)$$

$$Q_{Plat} = K_{tot}(T_v - T_e)(S_{tot} - S_{upper}) \quad (3.39)$$

In quest'unità il bilancio energetico è chiuso dal calore fornito da due serpentine S1 e S2. Il primo ha lo scopo di riscaldare in modo approssimativo la corrente in ingresso e il secondo invece attua una regolazione più fine. Il calore che devono fornire le serpentine è pari alla somma dei calori da 3.35 a 3.39 più il calore necessario a portare alla temperatura desiderata la corrente in ingresso. Quest'ultimo è quantificabile con:

$$Q_{fluido} = \int_{T_1}^{T_2} \dot{m}_E cp_{fluido}(T) dT \quad (3.40)$$

Per un salto termico dell'ordine degli 1-2 gradi, come quello che si ha in questa unità, la 3.40 può essere approssimata:

$$Q_{fluido} = \dot{m}_E * cp_{fluido}(T_m) * (T_{fin} - T_{in}) \quad (3.41)$$

Il calore che deve essere fornito dai serpentine è pari alla somma di tutti questi flussi termici:

$$Q_{tot} = Q_E + Q_L + Q_R + Q_{Ptop} + Q_{Plat} + Q_{fluido} = Q_{S1} + Q_{S2} \quad (3.42)$$

- Calore fornito dai serpentine

Anche nei serpentine il calore è fornito per condensazione completa di vapore insufflato in pressione. Per calcolare la quantità di vapore si può usare la 3.29, qui riportata solo per completezza:

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{Q_{tot}}{(h_{vap} - h_{liq})} \quad (3.43)$$

Si può poi considerare anche il calore sottratto dal flusso dei vapori aspirati in maniera analoga a quanto già visto per le altre due unità.

3.3.2.4 1B1004

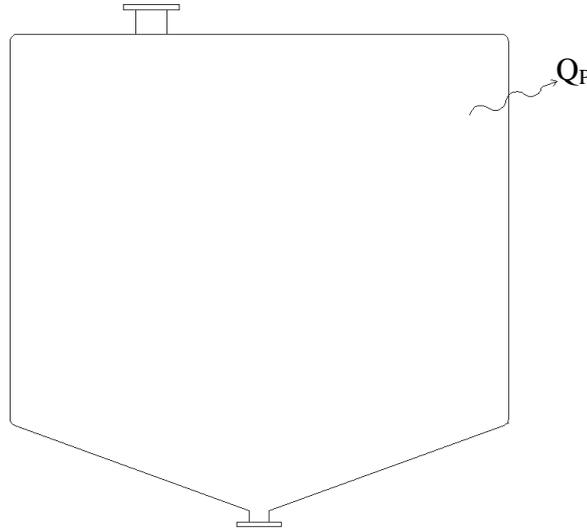


Fig. 25 Flussi termici unità 1B1004

L'unità 1B1004 è solo un serbatoio di raccolta quindi ha scarso interesse sapere con precisione l'entità dei flussi termici entranti e uscenti. L'unico flusso che può avere un interesse dal punto di vista ingegneristico sono le perdite verso l'esterno poiché potrebbe essere desiderabile mantenere all'interno dell'unità una precisa temperatura, ad esempio per evitare la deposizione di materiale, o sapere quanto tempo è necessario affinché il materiale all'interno si raffreddi fino a una data temperatura.

- Perdite verso l'esterno

$$Q_P = K_{tot}(T_i - T_e)S_{tot} \quad (3.44)$$

3.3.2.5 1K1005

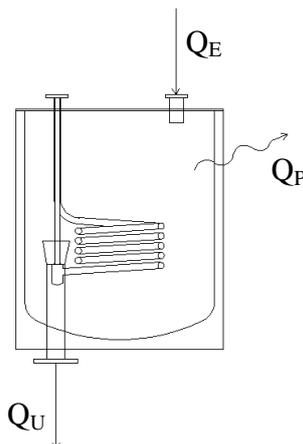


Fig. 26 Flussi termici unità 1K1005

Perdite verso l'esterno

$$Q_P = K_P(T_i - T_e)S_P \quad (3.45)$$

- Flusso in ingresso

$$Q_E = \dot{m}_E * H_E \quad (3.46)$$

- Flusso in uscita

$$Q_U = \dot{m}_U * H_U \quad (3.47)$$

E analogamente a quanto già visto si ha che:

$$Q_{tot} = Q_E - Q_U - Q_P = Q_{Vout} - Q_{Vin} = -\Delta Q_V \quad (3.48)$$

- Calore dalla serpentina

$$\Delta Q_V = Q_{Vin} - Q_{Vout} = \dot{m}_{H_2O}(h_{vap} - h_{liq}) \quad (3.49)$$

e la quantità di vapore da immettere nella serpentina è:

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{\Delta Q_V}{(h_{vap} - h_{liq})} \quad (3.50)$$

3.3.2.6 Tubazioni

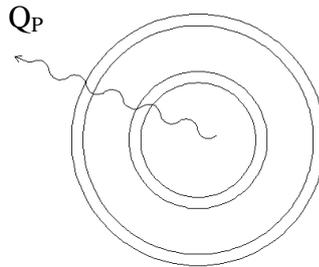


Fig. 27 Flussi termici tubazioni

Perdite verso l'esterno

$$Q_P = 2\pi L * K_{tot} * \Delta T_{tot} = \Delta Q_V \quad (3.51)$$

E questo è anche il calore che deve essere fornito dal vapore per cui si ha:

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{\Delta Q_V}{(h_{vap} - h_{liq})} \quad (3.52)$$

3.4 Calcolo delle perdite di carico

Il calcolo delle perdite di carico è estremamente rilevante nell'ambito dell'ingegneria chimica. Le perdite di carico possono essere divise in tre gruppi: distribuite, accidentali e concentrate. Le perdite di carico distribuite sono causate dalla resistenza offerta dal tubo allo scorrimento di un fluido al suo interno, quelle concentrate da tutti i vari componenti che si trovano lungo la linea come valvole o gomiti e quelle accidentali da fattori non individuabili con precisione e sono quantificate come

una frazione aggiuntiva delle perdite di carico distribuite. Le perdite di carico distribuite e concentrate si calcolano con le formule da 1.18 a 1.24 viste in precedenza.

$$\Delta P_{tot} = P_{distribuite} + \sum P_{concentrate} + P_{distribuite} * \%_{accidentali} \quad (3.53)$$

Capitolo 4

Conclusioni

Il risultato finale del lavoro di tesi è un foglio di calcolo in cui è possibile inserire i valori delle variabili e sono restituite le quantità di calore perso e di vapore da utilizzare per bilanciarlo. E' inoltre possibile selezionare il diametro delle tubazioni e la loro lunghezza, le perdite di carico concentrate e le accidentali e viene restituita una stima delle perdite di carico.

Inserendo come valori delle variabili quelle riferite a un impianto reale è stato possibile realizzare un confronto tra valori calcolati e valori rilevati e quindi verificare la bontà dell'elaborato.

4.1 Confronto con impianto reale

Inserendo le corrette dimensioni delle unità, le coibentazioni, i coefficienti di scambio termico, la velocità del vento e le temperature desiderate, dal foglio di calcolo, si ottiene una portata di vapore pari a circa $65 \frac{Kg}{h}$, escluse le tubazioni, corrispondenti a delle perdite di calore verso l'esterno pari a $12 KW$. Benché sia possibile inserire anche le tubazioni questo procedimento risulta piuttosto lungo e richiede di conoscere con precisione tutto lo schema dell'impianto per poter inserire le corrette lunghezze dei tratti di tubo, i diametri e le perdite di carico concentrate. Tuttavia questo strumento può comunque essere usato per stimare rapidamente l'effetto delle tubazioni, sia per quanto riguarda il calore che per le perdite di carico.

L'impianto è alimentato con una portata di $70 \frac{Kg}{h}$ di vapore quindi il sistema di calcolo è compatibile con i valori reali.

4.2 Considerazioni finali

Verificata l'affidabilità dello strumento di calcolo, questo può essere utilizzato per fare alcune considerazioni di carattere generale.

Rimuovendo la coibentazione da tutte le unità si ha che le perdite di calore verso l'esterno salgono a $50 KW$ e il consumo di vapore a $125 \frac{Kg}{h}$ con un aumento rispettivamente di oltre il 300% e di circa il 90%. Questo comporterebbe un aumento enorme dei costi di esercizio dell'impianto per cui la coibentazione è sicuramente una scelta vincente, come per altro ci si aspettava.

Un altro aspetto che può essere studiato usando il foglio di calcolo è l'effetto delle variabili ambientali come la temperatura esterna e la velocità dell'aria.

Passando da una temperatura ambiente di $25 \text{ }^\circ\text{C}$ a $30 \text{ }^\circ\text{C}$, tipica dei climi equatoriali dove è realmente costruito questo impianto, le perdite verso l'esterno scendono a $11 KW$ e il consumo di vapore a $60 \frac{Kg}{h}$ e si ha quindi un risparmio di $120 \frac{Kg}{d}$.

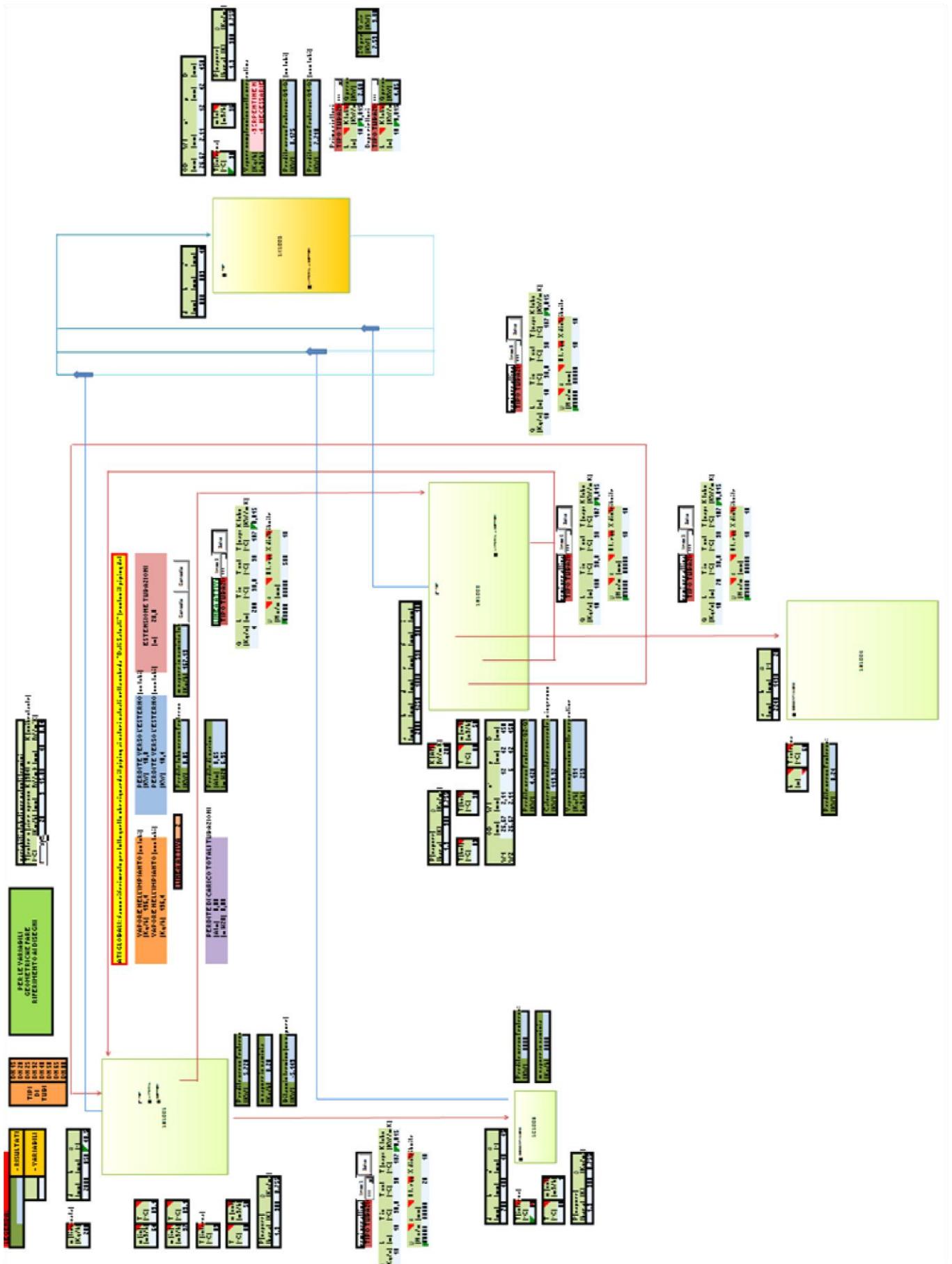


Fig. 28 foglio di calcolo finale

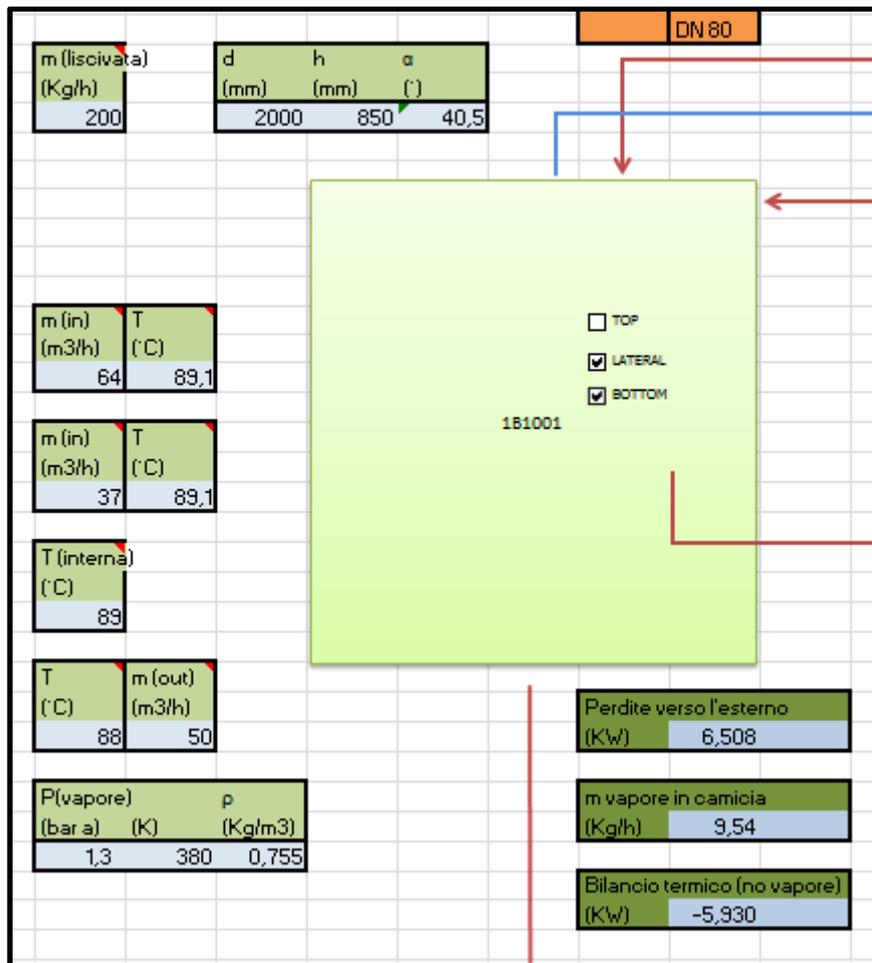


Fig. 29 Foglio di calcolo unità 1B1001

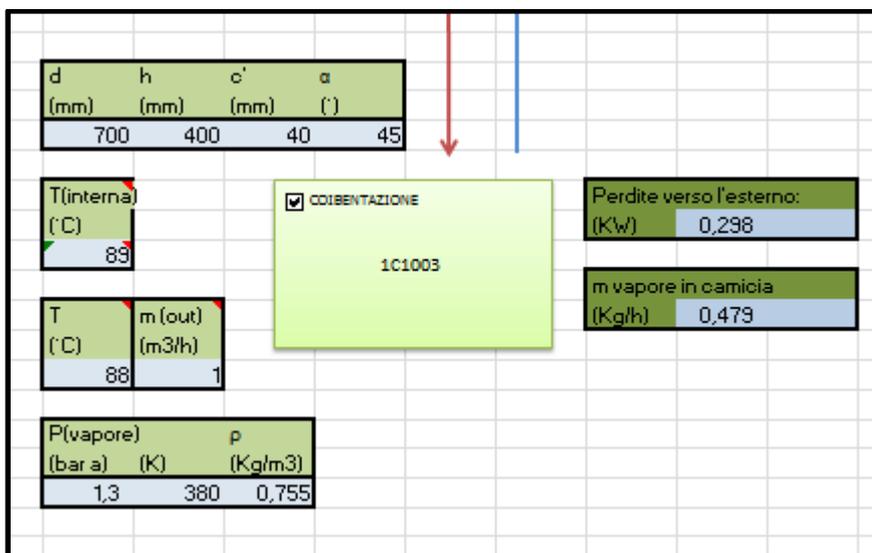


Fig. 30 Foglio di calcolo unità 1C1003

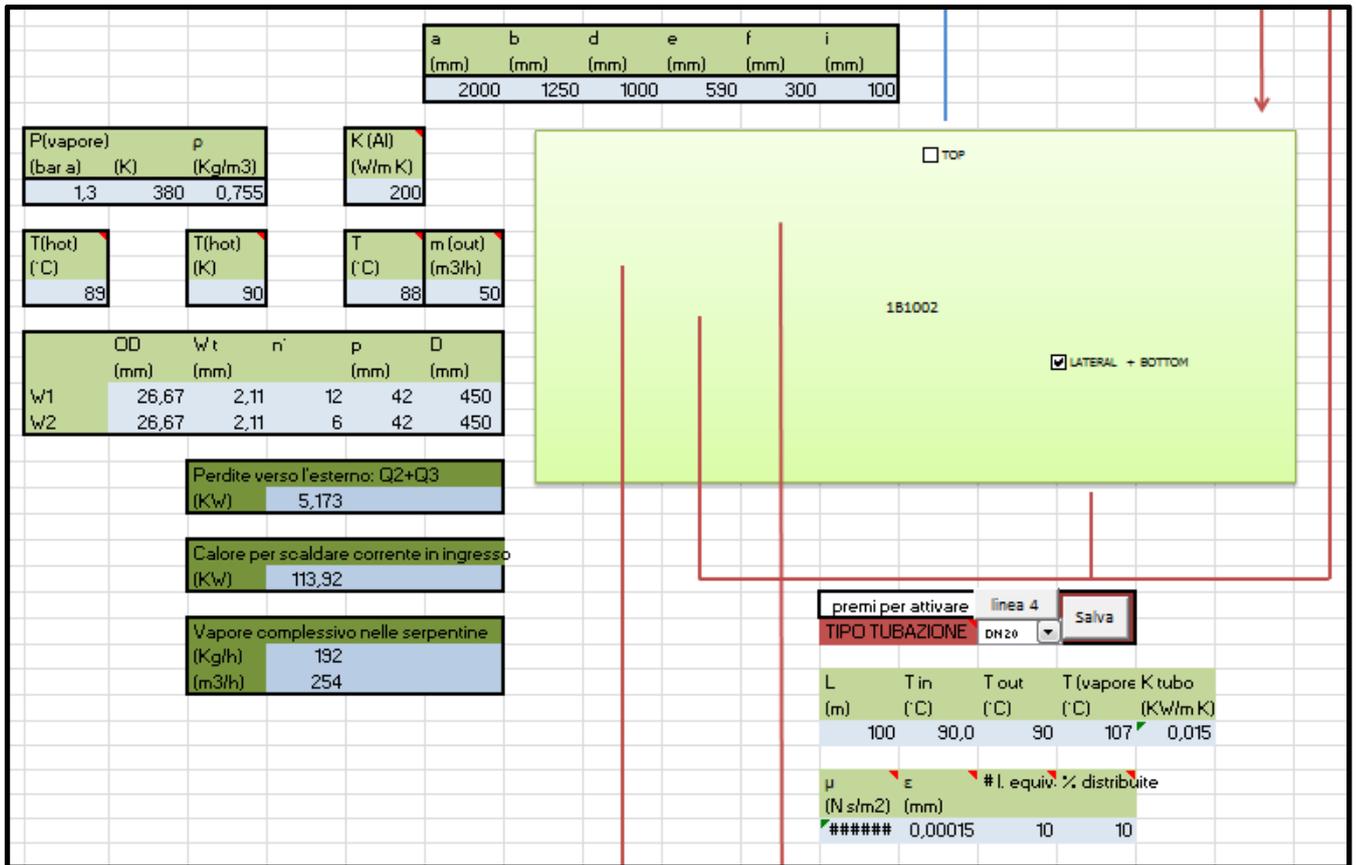


Fig. 31 Foglio di calcolo unità 1B1002

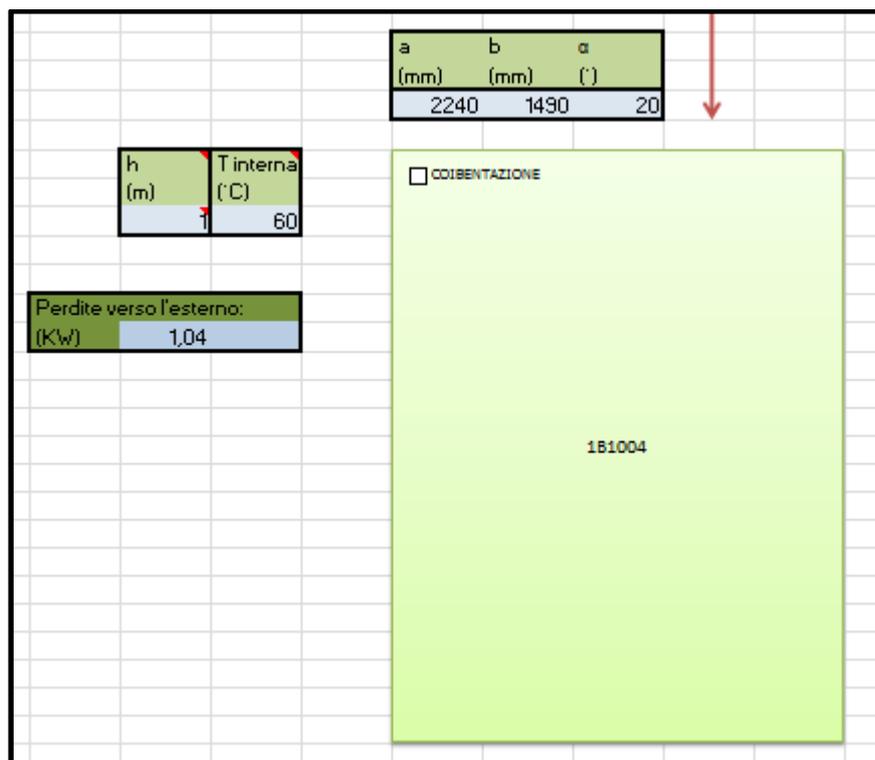


Fig. 32 Foglio di calcolo unità 1B1004

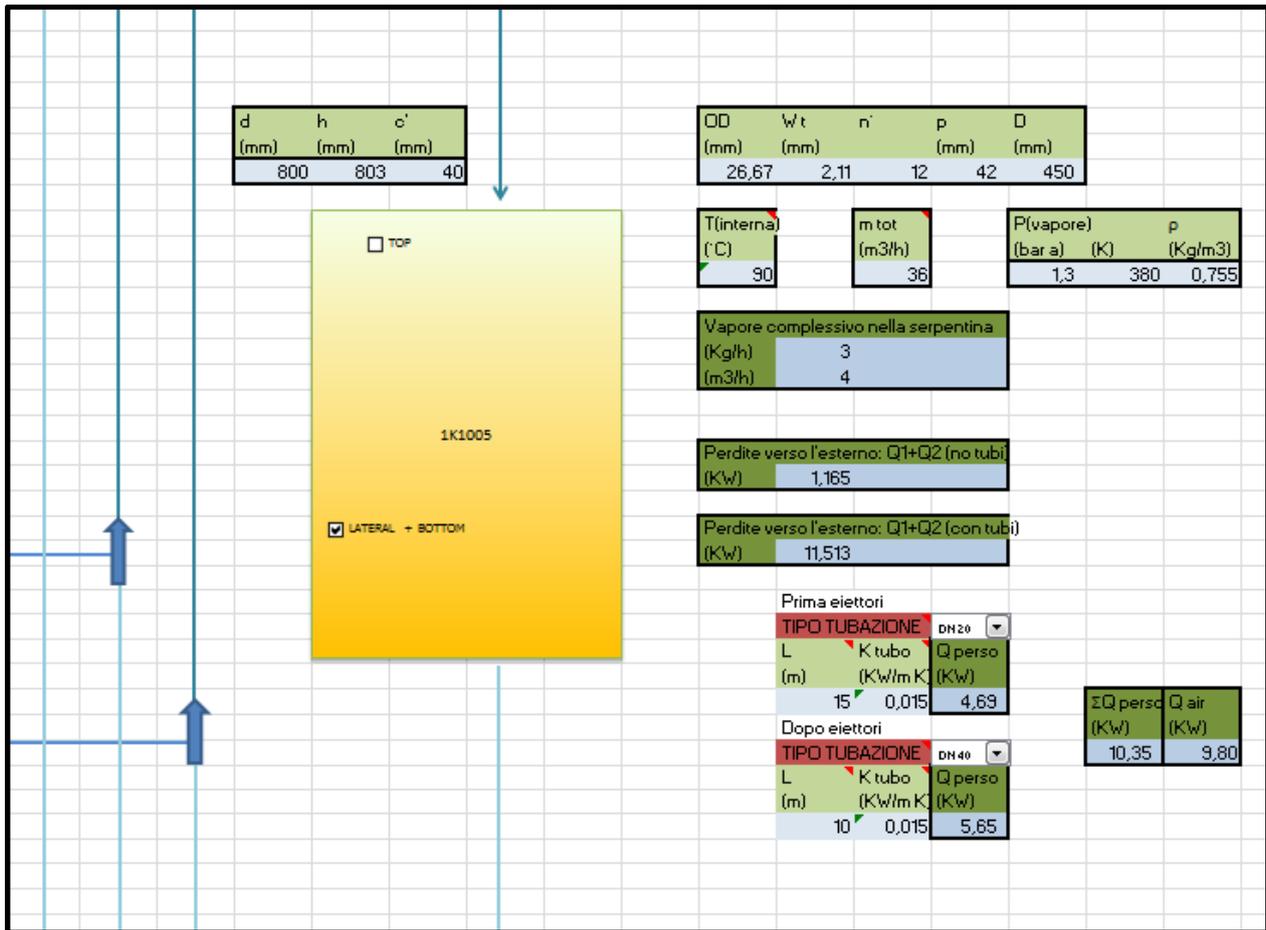


Fig. 33 Foglio di calcolo unità 1K1005

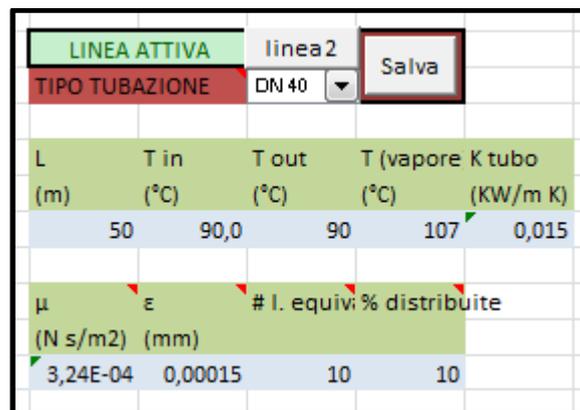


Fig. 34 Foglio di calcolo tubazioni

VAPORE NELL'IMPIANTO (no tubi) (Kg/h) 204,5 VAPORE NELL'IMPIANTO (con tubi) (Kg/h) 293,0	PERDITE VERSO L'ESTERNO (no tubi) (KW) 14,2 PERDITE VERSO L'ESTERNO (con tubi) (KW) 79,3	ESTENSIONE TUBAZIONI (m) 175,0		
LINEA ATTIVA: 2	Perdite tubo verso l'esterno (KW) 0,01	m vapore in camicia tubo (Kg/h) 41,31	<input type="button" value="Cancella Dati"/>	<input type="button" value="Cancella Ultimo"/>
PERDITE DI CARICO TOTALI TUBAZIONI (Atm) 1801,26 (m H2O) 19271,85	Perdite di carico (Atm) 9,32 (m H2O) 99,70		LINEA ATTIVA linea2	TIPO TUBAZIONE DN 40

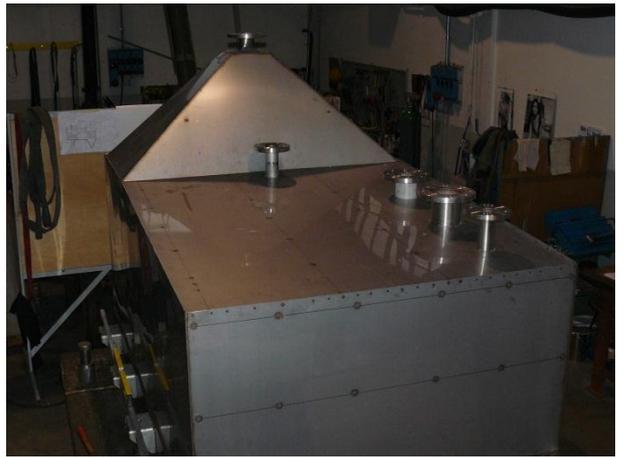
Fig. 35 Specchietto con risultati bilanci termici e perdite di carico

Capitolo 5

Coibentazione

Alla fine del lavoro di tesi si è inserita una galleria di foto in cui è mostrato il processo di coibentazione dell'unità 1B1002.





Bibliografia

- Giovanni Guglielmini e Claudio Pisoni (1990). *Elementi di trasmissione del calore*. Editoriale Veschi.
- James R. W. e Charles E. W. e Robert E. W. e Gregory L. R. (2008). *Fundamentals of Momentum, Heat, and Mass Transfer – 5th Edition*. John Wiley & Sons, Inc.
- Don W. Green e Robert H. Perry (2008). *Perry's Chemical Engineers' Handbook – 8th Edition*. McGraw Hill.