

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA MAGISTRALE

TESI DI LAUREA

in

Impianti meccanici M

**Studio dell'energy saving negli impianti farmaceutici: soluzioni ottimali per il
ricircolo dei fluidi di processo**

CANDIDATO
Andrea Zamboni

RELATORE:
Chiar.mo Prof. Cesare Saccani

CORRELATORI:
Prof. Marco Gentilini
Ing. Augusto Bianchini
Ing. Nicola Gandolfi
Ing. Lorenzo Maldina

Anno Accademico 2012/2013

Sessione III

Dedicato a mio nonno Franco,
che mi guida anche da lassù.

Abstract

Questa tesi si pone il problema di studiare lo stato dell'arte degli impianti di produzione farmaceutici e di formulare, in base ai risultati ottenuti, uno o più possibili ipotesi di recupero d'energia, con particolare attenzione ai fluidi termovettori: in altri termini, questa tesi si prefigge l'obiettivo di realizzare un sistema utile e concreto per recuperare parte dell'energia termica, che nell'attuale concezione dell'impianto e dei suoi macchinari andrebbe smaltita e persa nei fluidi in uscita dal processo, e convertirla in energia riutilizzabile.

Come modello per lo studio del problema, si fa riferimento a un tipico layout di produzione del farmaco, progettato e dimensionato dalla ditta IMA S.p.A. , settore Active, il quale entra come "materiale grezzo" ed esce come prodotto finito.

L'azienda concepisce e progetta tipicamente le sue macchine e, di conseguenza, i suoi impianti in base alla quantità di prodotto che mediamente ogni ciclo produttivo lavorerà: in parole povere, gli impianti della divisione Active di IMA S.p.A. sono dimensionati e suddivisi per "taglie".

Indice

	pagina
INTRODUZIONE	9
RICHIAMI SULLA TRASMISSIONE DEL CALORE	10
1. La conduzione	10
2. La convezione	14
RICHIAMI DI TERMODINAMICA	16
1. Miscela aria vapore	17
2. Misura del grado igrometrico	19
3. Principali processi di trasformazione dell'aria umida	22
PRODUZIONE DEL FARMACO	26
DESCRIZIONE DETTAGLIATA DELLE MACCHINE DI PRODUZIONE E DEI RELATIVI IMPIANTI	29
ROTO CUBE	29
MACCHINE A LETTO FLUIDO: ARIA E GHIBLI	46
MACCHINE PER LA SOLA GRANULAZIONE: ROTO MIX	61
MACCHINE PER LA FORMAZIONE DI COMPRESSE COMPRIMA	87
MACCHINE PER IL COATING DELLE COMPRESSE	91
IPOTESI DI RECUPERO ENERGETICO	102
1. Studio di fattibilità di ricircolo d'aria: ipotesi di recuperatore di calore	104
2. Ipotesi di recupero con mescolatore adiabatico	109
3. Considerazioni sui restanti impianti	110
4. Approfondimento sullo studio di fattibilità di un recuperatore in un impianto di coating	110
5. Studio di fattibilità dell'inserimento di una termoresistenza	116
6. Modulazione del vapore tecnologico	118
7. Ramo di bypass: possibili soluzioni	121
8. Considerazioni sul sistema a letto fluido bollente	122
9. Brevi considerazione sul lavaggio delle macchine	128
10. Studio di fattibilità della sostituzione delle termoresistenze con una pompa di calore	130
ANALISI DI FATTIBILITÀ ECONOMICA: CALCOLO DEI COSTI E	

DEL VAN	146
CONCLUSIONI	160
RINGRAZIAMENTI	163

Introduzione

La seguente trattazione vuole porsi come scopo l'esposizione di un sistema a recupero energetico per impianti farmaceutici per la produzione di farmaci solidi (comprese o contenuti di capsule), al fine di migliorare il rendimento delle macchine, ridurre il consumo di fluidi di processo e di lavaggio, sia in termini energetici che di portata, ridimensionare i costi d'esercizio e migliorare l'impatto ambientale, tema sempre più sentito ai giorni nostri.

Allo stato dell'arte, infatti, negli impianti tradizionali dell'asset commerciale di IMA S.p.A. non viene tenuto conto del fattore "energy saving", in quanto il settore industriale farmaceutico è notoriamente "facoltoso", e per questo non spronato negli anni passati a volgere particolare attenzione all'individuazione e alla riduzione degli sprechi.

A pochi anni da questa parte, però, il tema del risparmio energetico si fa sempre più incalzante, unito al fatto che i costi dell'energia e delle materie prime sono sempre più alti, spingendo di conseguenza le aziende manifatturiere (notoriamente uno dei settori più energivori) a ricercare una politica di progettazione e produzione mirata alla riduzione degli sprechi ed al recupero energetico.

Questa tesi sarà strutturata, di conseguenza, in tale modalità: per prima cosa verrà studiato ed esposto lo stato dell'arte del ciclo produttivo del farmaco, descrivendo passo per passo ogni lavorazione che subisce con relativi macchina ed impianto di supporto adibiti a tale scopo; dopodiché verranno studiati ed analizzati questi ultimi da un punto di vista energetico, in modo da stendere una "mappatura" di come viene ripartita l'energia spesa per produrre un'unità di prodotto; infine si cercherà di formulare una più ipotesi concrete e fattibili di un possibile recupero di fluidi termovettori che nella situazione attuale sono a perdere.

Richiami sulla trasmissione del calore

La trasmissione dell'energia termica viene classificata nelle tre tipologie fondamentali: conduzione, convezione ed irraggiamento. E' opportuno richiamare brevemente le leggi che governano tali fenomeni, in special modo quelle riguardanti la conduzione e la convezione termica, in quanto rappresentano i fondamenti per il dimensionamento degli scambiatori di calore.

La conduzione

Il passaggio di calore da un punto ad un altro del sistema deriva dalla mancanza di equilibrio termico al suo interno: per lo studio della trasmissione del calore, si deve determinare la distribuzione della temperatura entro il sistema considerato; tale distribuzione, oltre ad essere funzione della posizione nel sistema, dipende anche in generale dal tempo. Si esprime tale concetto con la relazione:

$$T = f(x, y, z, \tau)$$

ove x, y, z rappresentano le coordinate cartesiane del sistema, mentre τ la coordinata tempo. Tale espressione definisce un campo scalare continuo: da tale continuità deriva l'esistenza di superfici al suo interno aventi un unico valore di temperatura (superfici isoterme). Consideriamo un segmento che partendo da una superficie isoterma si allontani da essa; la variazione di temperatura associata al segmento dipende unicamente dalla sua componente normale rispetto alla superficie isoterma, in quanto quella tangenziale, ovviamente, giacendo sulla isoterma stessa, non ha variazione di temperatura. Si definisce gradiente di temperatura in un punto di tale campo, il rapporto tra la variazione della temperatura corrispondente ad un segmento normale alla superficie isoterma passante per quel punto, e la lunghezza del segmento stesso; tale grandezza vettoriale è orientata positivamente verso le temperature crescenti.

Quando il sistema non è in equilibrio termico, al suo interno si verifica un flusso di energia termica. Si definisce quindi il vettore densità di flusso di calore \vec{q} , con direzione opposta al gradiente di

temperatura, ed intensità pari alla quantità di calore che nell'unità di tempo attraversa l'unità di superficie isoterma:

$$\vec{q} = -\lambda \text{grad}T$$

Questa espressione prende il nome di legge di *Fourier*; la costante proporzionale λ è una grandezza scalare positiva detta coefficiente di conduttività termica $[W/mK]$.

Per determinare la quantità di calore dQ , che nel tempo $d\tau$ attraversa una superficie dS comunque orientata rispetto al campo di temperatura, si calcola il flusso di \vec{q} attraverso tale superficie nel tempo considerato:

$$dQ = (\vec{q} \cdot \vec{n}) dS d\tau = -\lambda (\text{grad}T \cdot \vec{n}) dS d\tau$$

con \vec{n} versore normale a dS , avente verso uscente dalla superficie stessa. Considerando un volume di materia avente densità ρ , nell'ipotesi in cui λ possa essere considerato costante, omettendo i termini di energia potenziale, cinetica e di lavoro (poiché non si compie lavoro di deformazione nel fenomeno di conduzione), il principio di conservazione dell'energia può essere espresso nella forma:

$$du = dQ_e + dQ_g$$

ovvero la variazione di energia del sistema è pari all'energia scambiata attraverso la superficie che delimita il suo volume sommata all'energia prodotta all'interno del sistema stesso.

La quantità di calore dQ_e che attraversa la superficie dS del sistema nel tempo $d\tau$, applicando il teorema di *Gauss*, assume la forma:

$$dQ_e = -d\tau \int_{\Delta S} (\vec{q} \cdot \vec{n}) dS = -d\tau \int_{\Delta V} \text{div}(\vec{q}) dV$$

Esplicitando l'espressione del flusso di calore e sostituendola:

$$\text{div}(\vec{q}) = \text{div}(-\lambda \text{grad}T) = -\lambda \nabla^2 T \quad \text{dove } \nabla^2 \text{ è l'operatore di Laplace;}$$

$$dQ_e = d\tau \int_{\Delta V} \lambda \nabla^2 T dV$$

La quantità di calore prodotta all'interno del sistema dQ_g , può essere stimata prescindendo dalle modalità con cui avviene la produzione stessa di energia, definendo la quantità di calore q_g prodotta per unità di tempo e di volume:

$$dQ_g = d\tau \int_{\Delta V} q_g dV$$

La variazione di energia interna è ottenuta dalla relazione nota della termodinamica $du = c_p \cdot dT$, con c_p calore specifico a pressione costante. Riportando tali relazioni nell'equazione di conservazione dell'energia:

$$d\tau \int_{\Delta V} \lambda \nabla^2 T dV + d\tau \int_{\Delta V} q_g dV = d\tau \int_{\Delta V} \rho c_p \frac{\partial T}{\partial \tau} dV$$

Dividendo i membri dell'equazione per $d\tau$ e raggruppando i termini sotto un singolo segno di integrale:

$$\int_{\Delta V} \left[\lambda \nabla^2 T + q_g - \rho c_p \frac{\partial T}{\partial \tau} \right] dV = 0$$

Dal momento che il volume ΔV è piccolo a piacere ma diverso da zero, si deve necessariamente annullare la funzione integranda; l'equazione che segue è nota anche come equazione di *Fourier*:

$$\lambda \nabla^2 T + q_g - \rho c_p \frac{\partial T}{\partial \tau} = 0$$

Essa è una equazione differenziale lineare in T del secondo ordine; il suo integrale generale è ottenibile mediante tecniche matematiche, la cui complessità è legata alla geometria del sistema stesso e alla espressione del termine q_g , e deve essere adattato al specifico caso esaminato mediante

l'imposizione di condizioni al contorno. Si devono poi distinguere le situazioni in cui il tempo non influisce sul valore assunto dalla temperatura: tali sono i casi stazionari; qualora non sia presente anche la generazione interna di calore, l'equazione di *Fourier* assume la forma più semplice di *Laplace*:

$$\nabla^2 T = 0$$

Si riportano per completezza l'espressioni delle distribuzioni di temperatura e quantità di calore scambiate nell'unità di tempo attraverso superfici piane (figura 3) o cilindriche (figura 4), in casi stazionari, privi di generazione interna e con il parametro λ indipendente dalla temperatura:

$$\left\{ \begin{array}{l} T = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{s} x \\ Q = -\lambda S \frac{dT}{dx} = \lambda S \frac{T_1 - T_2}{s} \end{array} \right.$$

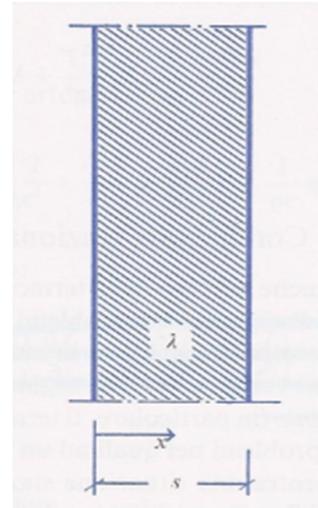


Figura 3

$$\left\{ \begin{array}{l} T = T_1 + \frac{T_1 - T_2}{\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)} \ln\left(\frac{r}{r_1}\right) \\ Q = -\lambda 2\pi r L \frac{dT}{dr} = 2\pi\lambda L \frac{T_1 - T_2}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} = \lambda (2\pi r_m L) \frac{T_1 - T_2}{s} \end{array} \right.$$

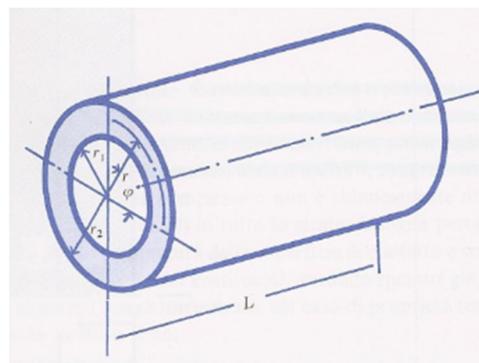


Figura 4

Si osserva che per l'ultima espressione si è utilizzata la definizione di raggio medio logaritmico

$$r_m = \frac{r_2 - r_1}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}$$

per ottenere una forma della potenza scambiata analoga a quella del caso di superficie

piana.

La convezione

La convezione termica riguarda lo scambio di calore fra una superficie solida ed un fluido posto a contatto con essa. Per la valutazione del flusso termico alla parete si devono conoscere le caratteristiche del moto e le proprietà del fluido, al contrario di quanto avviene per la conduzione.

La quantità di calore scambiata nell'intervallo di tempo $d\tau$ tra una parete avente area dS , con temperatura T_p e un fluido avente temperatura T_f , viene espressa in valore assoluto:

$$|dQ| = h |T_p - T_f| dS d\tau$$

Il termine proporzionale h viene definito coefficiente di convezione $[W/m^2K]$; la sua determinazione comporta uno studio articolato del fenomeno convettivo. L'equazione di bilancio locale dell'energia, in tale condizione, nell'ipotesi di λ indipendente dalla temperatura, assume l'espressione:

$$\rho c_p \frac{DT}{D\tau} = \lambda \nabla^2 T + q_g + \mu \Phi$$

Tale espressione contempla un termine in più rispetto al bilancio effettuato per il fenomeno conduttivo, $\mu \Phi$, che indica la dissipazione viscosa agente nel moto del fluido stesso, oltre ad avere una diversa valutazione della variazione di energia interna del sistema; inoltre poiché si trattano particelle in moto, le derivate rispetto al tempo devono essere di tipo sostanziale. Questa equazione

va poi accoppiata all'equazione di continuità $\frac{\delta \rho}{\delta \tau} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0$, e di *Navier-Stokes*

$\frac{D\vec{u}}{Dt} = -\nabla P + \mu \left[\nabla^2 \vec{u} + \frac{1}{3} \nabla(\nabla \cdot \vec{u}) \right]$, dove \vec{u} è il vettore velocità e P il carico piezometrico. Il sistema risultante può essere risolto in forma analitica solo con delle date approssimazioni. L'adimensionalizzazione di tali equazioni fornisce i raggruppamenti adimensionali di:

- *Reynolds* $Re = \frac{\rho W D}{\mu}$, con W velocità del fluido, D diametro della condotta e μ viscosità dinamica. Esprime il rapporto tra le forze d'inerzia e quelle viscosi;
- *Prandtl* $Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda}$, esprime il rapporto tra le proprietà di trasporto della quantità di moto e calore;
- *Grashof* $Gr = \beta g \frac{L^3 \Delta T}{\nu^2}$, con β coefficiente di dilatazione termica, ν viscosità cinematica e L una lunghezza caratteristica del sistema. Esprime il rapporto tra le forze di galleggiamento e quelle viscosi;
- *Nusselt* $Nu = \frac{hL}{\lambda}$, esprime il rapporto tra scambio termico per convezione e quello per conduzione in uno strato di fluido avente spessore L ;
- *Rayleigh* $Ra = Gr \cdot Pr$, viene usato per determinare la condizione di moto turbolento se non si può applicare il numero di *Reynolds*.

Nel fenomeno di conduzione si deve inoltre distinguere il particolare regime di funzionamento, che può essere naturale o forzato. Si ha convezione naturale quando il moto del fluido è causato solamente da variazioni locali di densità provocate dalle differenze di temperatura tra la superficie del corpo e il fluido stesso; si ha convezione forzata quando il moto del fluido rispetto alla superficie del corpo ha velocità imposta da un apparato meccanico indipendente dalla temperatura del corpo.

Si vogliono elencare delle correlazioni utili per casi particolari di convezione naturale e forzata, tratti da un testo specialistico⁵:

Convezione forzata su lastre piane

Re	Nu
$5 \div 5 \cdot 10^5 ; x < x_{cr}$	$Nu = 0.664 Re^{1/2} Pr^{1/3}$
$5 \cdot 10^5 \div 10^7 ; x_{cr} < L$	$Nu = 0.037 Re^{4/5} Pr^{1/3}$

dove la lunghezza di riferimento L è la lunghezza della lastra nella direzione del moto.

Convezione forzata su cilindri

Re	Nu
$0.4 \div 4$	$Nu = 0.989 Re^{0.330} Pr^{1/3}$
$4 \div 40$	$Nu = 0.911 Re^{0.385} Pr^{1/3}$
$40 \div 4 \cdot 10^3$	$Nu = 0.683 Re^{0.466} Pr^{1/3}$
$4 \cdot 10^3 \div 4 \cdot 10^4$	$Nu = 0.193 Re^{0.618} Pr^{1/3}$
$4 \cdot 10^4 \div 4 \cdot 10^5$	$Nu = 0.027 Re^{0.805} Pr^{1/3}$

dove la lunghezza di riferimento D è il diametro esterno del cilindro.

Convezione forzata entro condotti cilindrici

Re	Nu
$1 \div 10^4$	$Nu = 1.86 \left(\frac{Re Pr D}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_m}{\mu_s} \right)^{0.14}$
$10^4 \div 10^8$	$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n$

dove la lunghezza di riferimento D è il diametro interno del cilindro.
 Inoltre, nella seconda equazione $n = 0.4$ per il riscaldamento del fluido e $n = 0.3$ per il raffreddamento del fluido.

Richiami di termodinamica

Miscela aria-vapore

Al campo della psicrometria appartiene lo studio delle miscele di aria secca e vapore d'acqua e delle relative trasformazioni.

L'aria umida è una miscela di due gas perfetti: un aeriforme, l'aria secca, e un componente condensabile, cioè il vapore d'acqua, il cui contenuto varia in funzione delle condizioni ambientali.

L'aria secca è a sua volta una miscela di altri gas che nelle trasformazioni del condizionamento ambientale mantengono un rapporto di concentrazione costante.

L'aria secca risulta così mediamente composta: 78% azoto (N₂), 21% l'ossigeno (O₂), 1% anidride carbonica (CO₂) e altri gas fra cui l'Argo (Ar).

Per caratterizzare lo stato dell'aria umida si considerano varie grandezze, fra cui il titolo, il grado igrometrico, l'entalpia.

Nelle applicazioni pratiche, poiché il contenuto in peso del vapor d'acqua nell'aria è pari al massimo al 3%, risulta accettabile sostituire la massa dell'aria secca con quella totale del sistema.

Per sapere in che proporzione il vapore d'acqua è contenuto nella massa dell'aria secca si fa riferimento al titolo della miscela (o umidità assoluta) indicato generalmente con x :

$$\text{TITOLO } x = (\text{massa di vapore} / \text{massa di aria secca}) \quad x = m_v / m_a$$

Ricavando m_v ed m_a dalla Eq. di stato dei gas perfetti (si ricordi che sia aria secca che vapor d'acqua assumono nella miscela comportamento di gas perfetto)

$$p V = m R T$$

e sostituendo nella definizione del titolo ottengo

$$x = 0,622 (\phi p_s) / (p - \phi p_s)$$

dove:

- 0,622 è il rapporto fra le costanti dell'aria secca R_a ($R_a = 287 \text{ J/kgK}$) e del vapore R_v ($R_v = 462 \text{ J/kgK}$)
- ϕ è il grado igrometrico della miscela ($0 \leq \phi \leq 1$)
- p_s è la pressione di saturazione corrispondente alla temperatura della miscela (Pa oppure bar)

Il titolo della miscela è riferito ad 1 m³ di miscela; di solito è espresso in grammi di vapore per kg di aria secca (g_v/kg_a), ma può anche essere espresso, come avviene nell'espressione dell'entalpia della miscela, in chilogrammi vapore per kg di aria secca (kg_v/kg_a).

Il riferimento all'aria secca è opportuno in quanto nelle consuete trasformazioni la composizione dell'aria secca rimane invariata e quindi con massa costante mentre varia il quantitativo corrispondente di vapore d'acqua, pertanto non solo la composizione della miscela ma anche tutte le altre proprietà fisiche sono riferite alla unità di massa d'aria secca.

La massa totale m della miscela sarà:

$$m = m_v + m_a$$

Il titolo della miscela non viene però utilizzato per esprimere le condizioni di benessere di un ambiente, che vengono invece riferite all' **umidità relativa** (UR) o **grado igrometrico** ϕ definito dal rapporto:

$$UR = \phi = m_v / m_s$$

dove :

- m_v = massa di vapore d'acqua
- m_s = massa del vapor d'acqua che satura il volume alle stesse condizioni di pressione e temperatura

Applicando alla definizione di grado igrometrico l'equazione di stato dei gas perfetti si può anche scrivere:

$$\phi = m_v / m_s = p_v / p_s$$

da cui

$$p_v = p_s \phi$$

Nel caso di una miscela ideale di aria e vapor d'acqua l'entalpia specifica è data dalla somma delle entalpie parziali di aria secca e vapor d'acqua.

L'entalpia di 1 kg di aria secca alla temperatura t (h_a) è pari al calore necessario per portare 1 kg di aria secca da 0°C a t °C:

$$h_a = c_{pa} t$$

dove $c_{pa} = 1,005$ kJ/kg K è il calore specifico a pressione costante dell'aria secca.

L'entalpia del vapore sarà la somma del calore necessario a vaporizzare una certa quantità di acqua alla temperatura di 0°C e del calore necessario a portare tale vapore alla temperatura t:

$$h_v = x r + x c_{pv} t$$

dove $c_{pv} = 1,875 \text{ kJ/kg K}$ è il calore specifico a pressione costante del vapore d'acqua ed $r = 2501 \text{ kJ/kg}$ è il calore latente di vaporizzazione dell'acqua a 0°C.

In definitiva l'entalpia della miscela h è espressa dalla seguente relazione:

$$h = h_a + h_v = c_{pa} t + x (c_{pv} t + r) \text{ (kJ/kg}_a \text{)}$$

Nel Sistema Internazionale di unità di misura si può scrivere con sufficiente approssimazione

$$h = t + x (1,9 t + 2500) \text{ (kJ/kg}_a \text{)}$$

Ulteriori parametri molto importanti nella psicrometria sono:

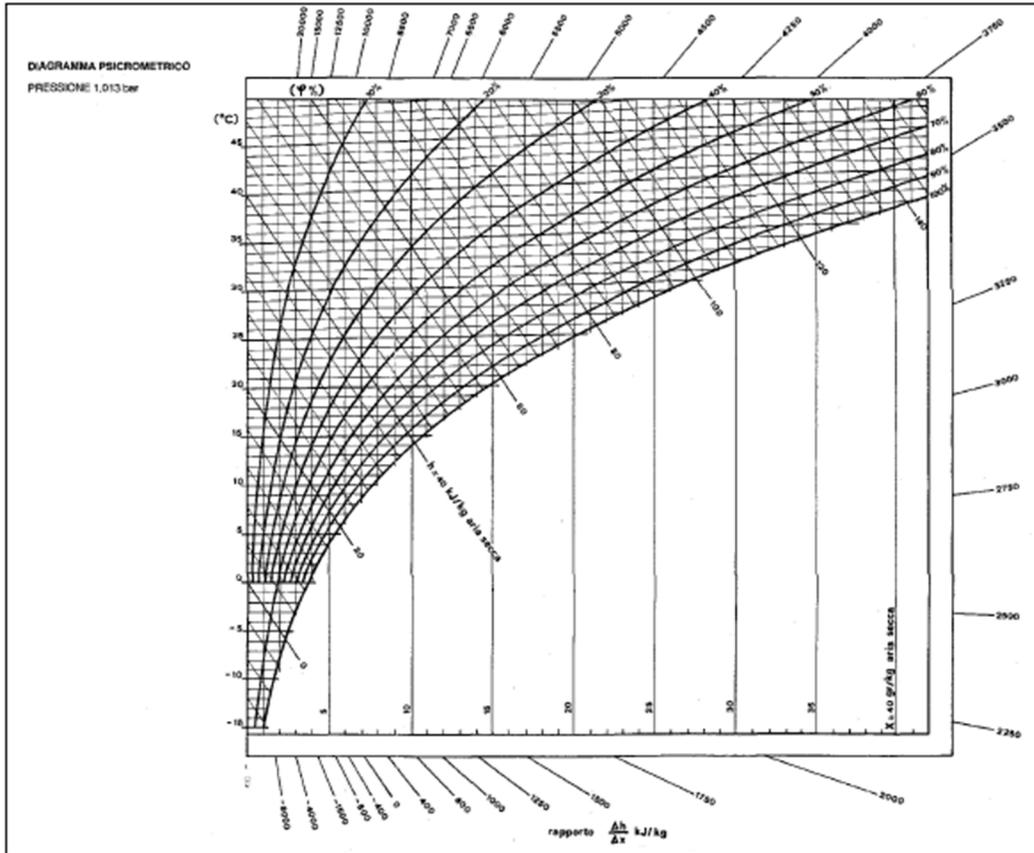
- **a temperatura di rugiada:** per l'aria umida in un determinato stato fisico è definita come la temperatura alla quale si raggiunge la condizione di saturazione attraverso un processo di raffreddamento isobaro a titolo costante;
- **la temperatura di bulbo bagnato** (o bulbo umido): definita come la temperatura cui si porta l'acqua in condizioni di equilibrio di scambio di calore convettivo e di massa con aria in moto fortemente turbolento. Si misura con un termometro (schermato da ogni effetto radiante) il cui elemento sensibile è mantenuto bagnato da acqua (come avviene nello psicrometro).

Misura del grado igrometrico

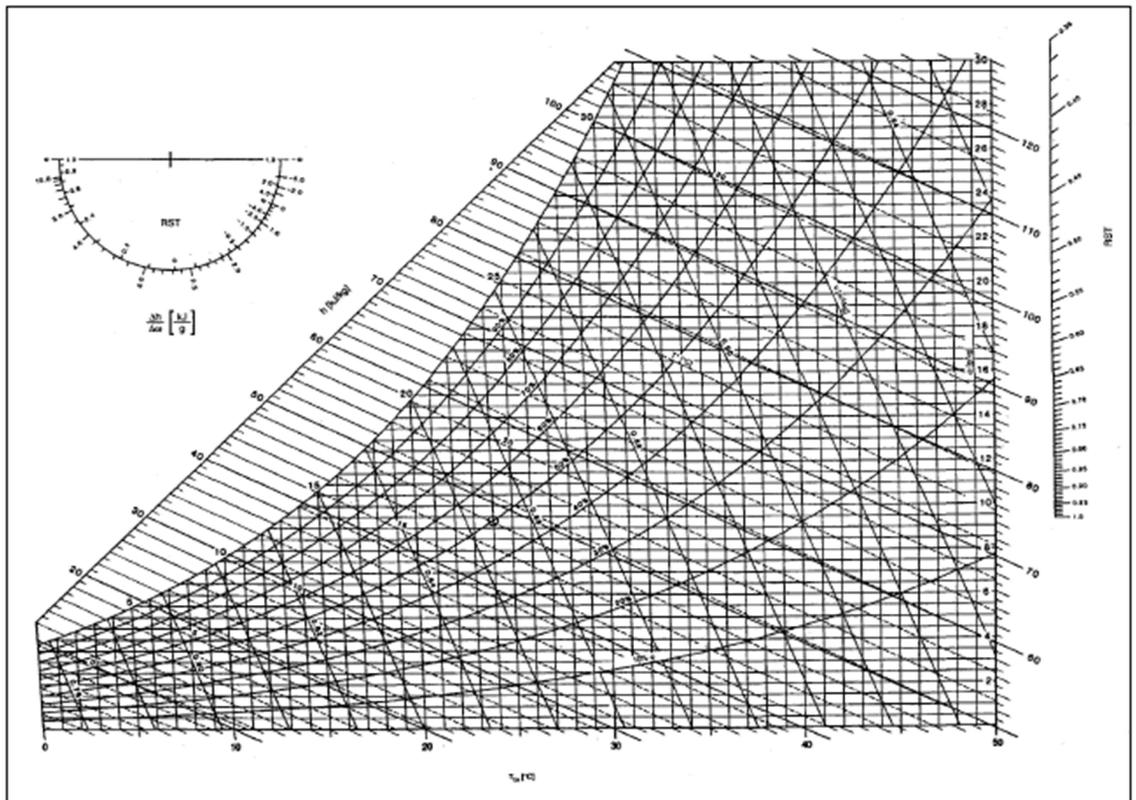
Per la misura del grado igrometrico si usano vari strumenti quali il **termoigrometro** a capello e lo **psicrometro**. Per una risoluzione grafica corretta e veloce si usano i diagrammi psicrometrici: essi permettono di ricavare, note due grandezze tra t , t_{bu} , t_r , ϕ , μ , v , h del miscuglio aria-vapore, di identificare tutte le altre grandezze.

Sono elencati qui sotto i più utilizzati.

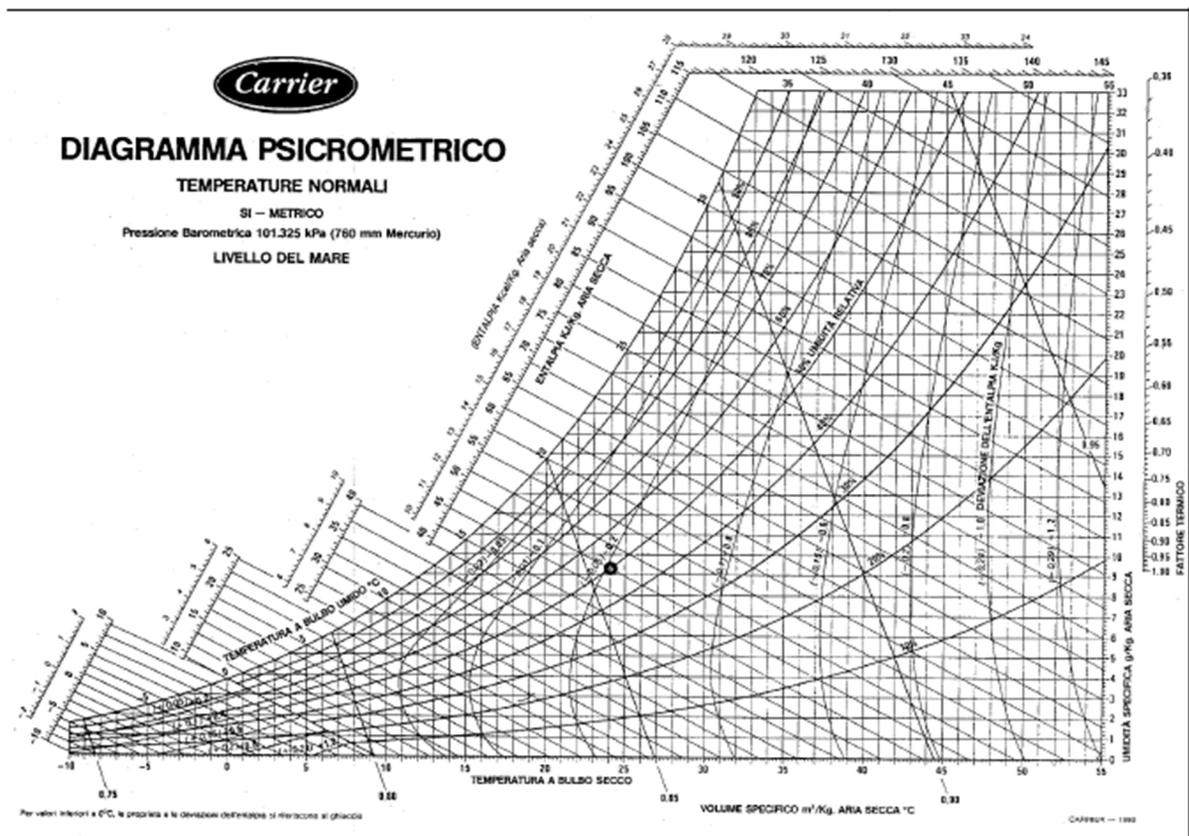
Il diagramma psicrometrico di Mollier



Il diagramma psicrometrico ASHRAE



Il diagramma psicrometrico CARRIER



Da questi grafici si ricavano utili equazioni empiriche, tra le quali si ricorda:

$$p_{v,sat} = 1000 e^{(16.6536 - (4030.183 / (t + 235)))} \text{ [Pa]}$$

con t espressa in °C.

Principali processi di trasformazione dell'aria umida

Riscaldamento (o raffreddamento) sensibile

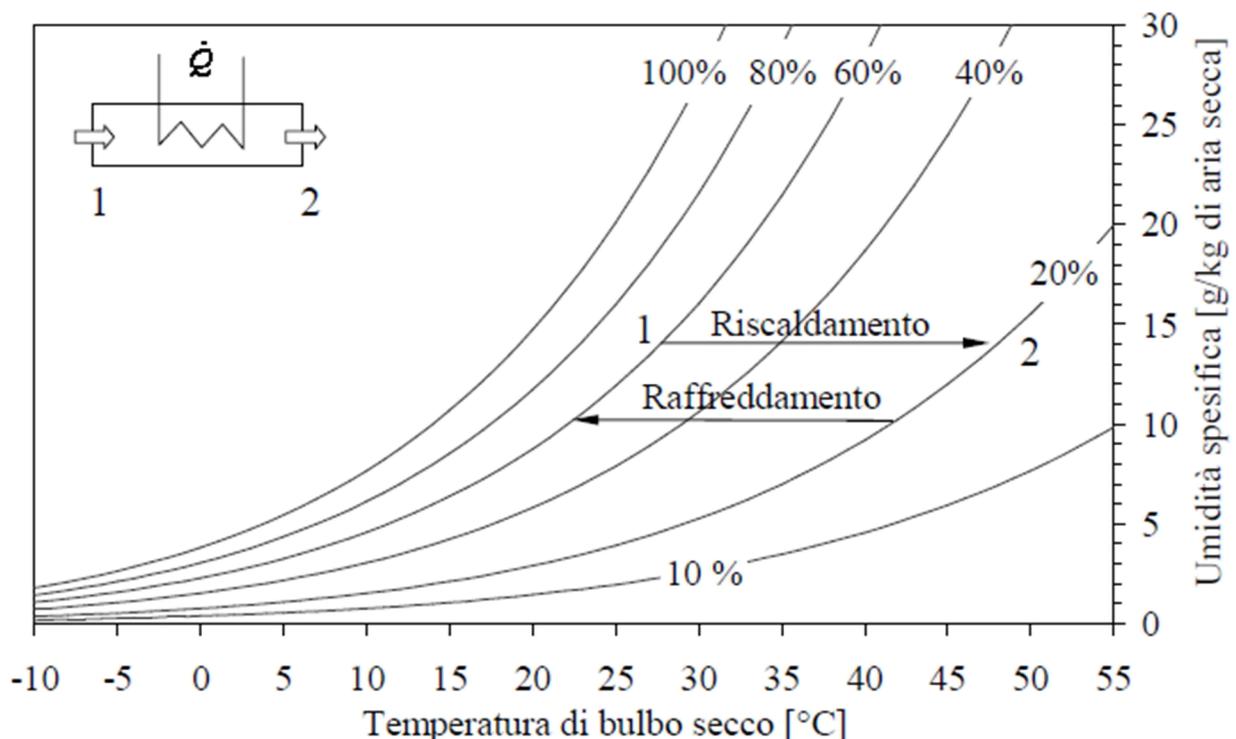
Questi processi avvengono senza sottrazione o addizione di acqua ($G_v = 0$). Il processo è analogo a quello che avviene in uno scambiatore di calore a superficie. L'elemento scaldante può essere costituito da una serpentina in cui scorre acqua calda o da una resistenza elettrica, mentre quello refrigerante può essere costituito da una serpentina in cui scorre acqua fredda, o dall'evaporatore di un impianto frigorifero.

Bilancio massa aria secca: $G_1 = G_2 = G$

Bilancio massa dell'acqua: $G_1 \omega_1 - G_2 \omega_2 = 0 \Rightarrow \omega_1 = \omega_2$

Bilancio di energia dell'aria umida: $G_1 h_1 - G_2 h_2 + Q = 0 \Rightarrow Q = G(h_2 - h_1)$

Durante il riscaldamento l'umidità relativa dell'aria diminuisce anche se l'umidità specifica rimane costante (il contrario si verifica nel caso di raffreddamento). E' questo il motivo per il quale, generalmente, un processo di riscaldamento è sempre accompagnato da un processo di umidificazione, mentre un processo di raffreddamento è sempre associato ad un processo di deumidificazione.



Miscelamento adiabatico

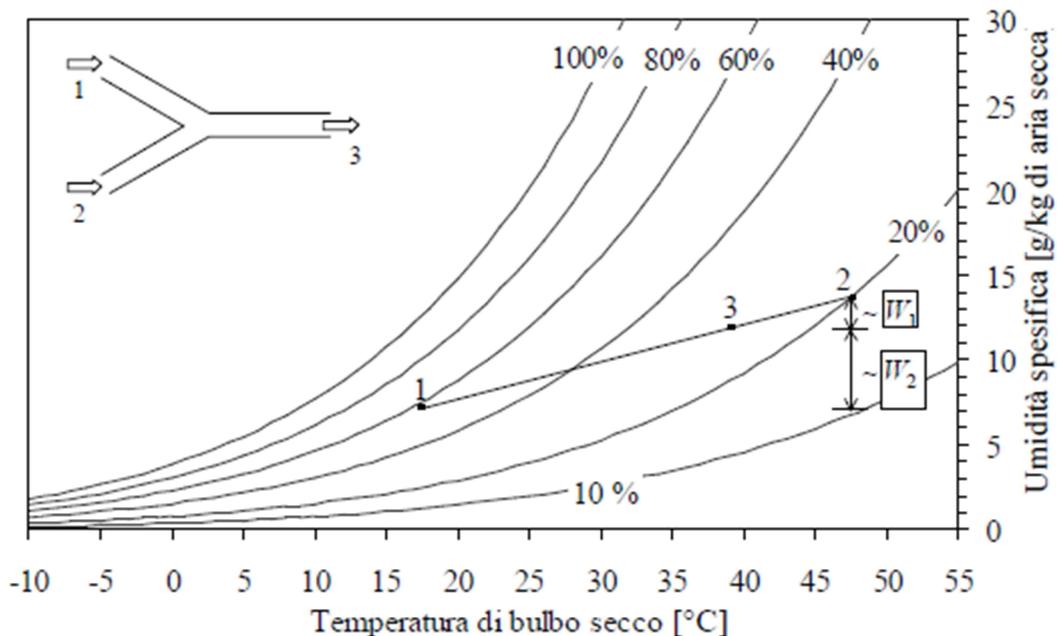
In questo processo si mescolano due correnti d'aria umida senza apporto di energia dall'esterno. Il processo è analogo a quello che avviene in uno scambiatore di calore a miscelamento.

Bilancio massa aria secca: $G_1 + G_2 = G_3$

Bilancio massa dell'acqua: $G_1 \omega_1 + G_2 \omega_2 = G_3 \omega_3 \Rightarrow (\omega_2 - \omega_3)/(\omega_3 - \omega_1) = G_1/G_2$

Bilancio di energia dell'aria umida: $G_1 h_1 + G_2 h_2 + Q = G_3 h_3 \Rightarrow (h_2 - h_3)/(h_3 - h_1) = G_1/G_2$ con $Q=0$

Quando due differenti flussi d'aria vengono miscelati adiabaticamente, il punto rappresentativo della miscela (punto 3) sul diagramma psicrometrico (v. figura 8) si trova sulla retta congiungente i due punti originari 1 e 2 ed il rapporto tra le distanze 2-3 su 3-1 è pari al rapporto tra le portate G_1 e G_2 .



In alternativa esiste il miscelamento non adiabatico: si cede (o si assorbe) calore mentre si miscelano i gas. Analiticamente resta tutto uguale tranne il termine Q che risulta diverso da zero.

Raffreddamento con deumidificazione

Il processo consiste nel raffreddare l'aria, tramite superfici alettate ad acqua gelida o attraverso evaporatori frigoriferi, fino al raggiungimento della saturazione ($\phi=1$). A questo punto, l'aria non è più in grado di trattenere parte del vapore, perciò si formano gocce di condensa. Tale fenomeno si

rappresenta sui diagrammi con il raggiungimento della curva di saturazione e la conseguente diminuzione di temperatura e titolo.

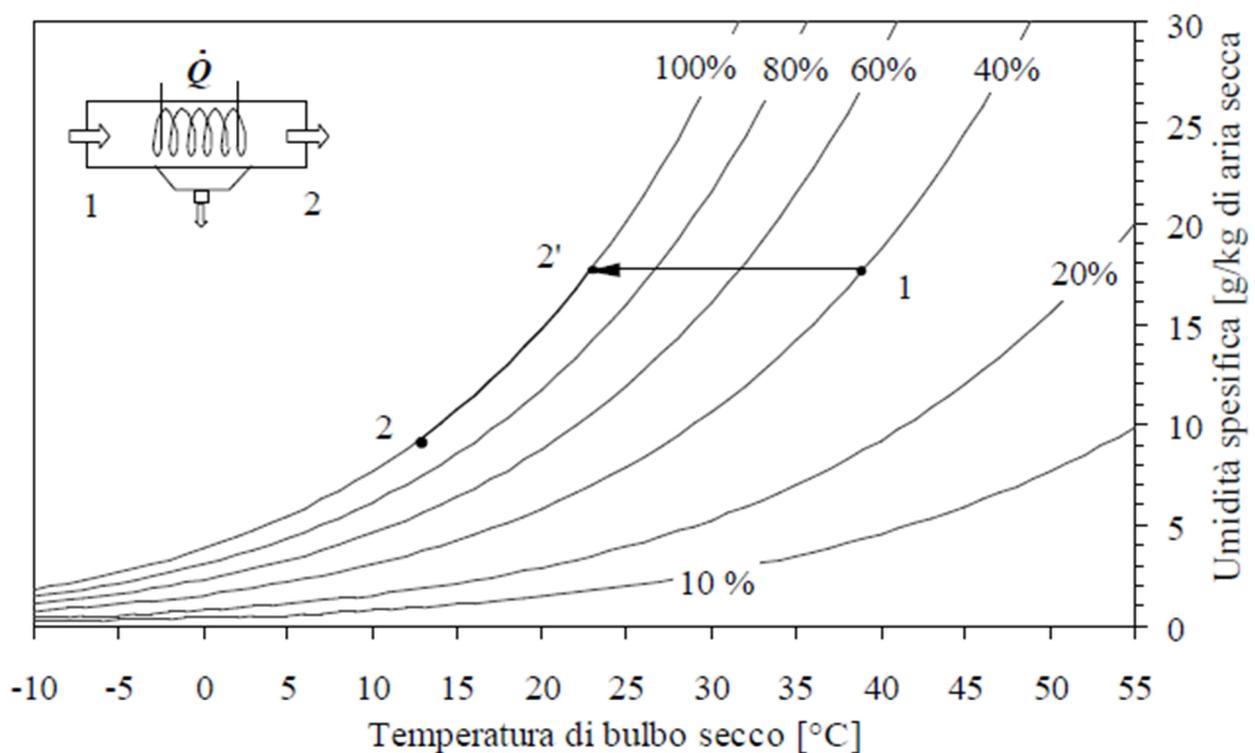
Bilancio massa aria secca: $G_1 = G_2 = G$

Bilancio massa dell'acqua: $G_1 \omega_1 - G_2 \omega_2 - G_v = 0 \Rightarrow G_v = G(\omega_1 - \omega_2)$

Bilancio di energia dell'aria umida: $G_1 h_1 - G_2 h_2 + G_v h_v + Q = 0 \Rightarrow h_2 = (Q/G) + h_1 - h_v(\omega_1 - \omega_2)$

Per il calcolo dell'entalpia del liquido (hl) si assume che esso sia estratto alla temperatura t_2 (in realtà esso viene estratto a temperature comprese tra quelle del punto 2' e del punto 2). Il contributo dell'entalpia del liquido al bilancio energetico è comunque quasi sempre trascurabile.

L'aria in uscita (condizioni 2) è satura e occorre generalmente un successivo processo di riscaldamento sensibile per riportarla in condizioni di umidità relativa gradevoli.



La massa d'acqua condensata vale, per portata d'aria unitaria: $m_c = x_1 - x_2$.

Recuperatore di calore

Il recuperatore di calore è uno scambiatore di calore, di solito a correnti incrociate, in cui l'aria espulsa da un impianto è impiegata per riscaldare l'aria esterna di rinnovo. In tale dispositivo si ha solo scambio energetico, non di massa. Solitamente le portate d'aria sono le stesse (l'aria di rinnovo uguaglia quella in uscita).

Il rendimento di un recuperatore si esprime con ε e il suo valore è solitamente intorno a 0,7 (rappresenta il rapporto tra il calore effettivamente scambiato e quello massimo teorico calcolato con le leggi della termodinamica nel corrispettivo caso ideale). Siano A e A' gli stati dell'aria espulsa prima e dopo il recuperatore, mentre E ed E' i corrispettivi dell'aria di rinnovo.

$$\varepsilon = Q/Q_{\max} = (m_a c_{p,a} (t_{E'} - t_E)) / (m_a c_{p,a} (t_A - t_E)) = (t_{E'} - t_E) / (t_A - t_E)$$

Noto l'efficienza, perciò, si ricava la temperatura a valle del recuperatore.

Il titolo risulterà, ovviamente, uguale per tutto il processo, in quanto non vi sono apporti di vapore.

La potenza termica recuperata sarà:

$$Q = m_a(H_{E'} - H_E) \text{ [kW]}$$



Produzione del farmaco

Per farmaco s'intendono tutti quei tipi di medicinali a base solida: le macchine che saranno trattate eseguono una serie di lavorazioni che daranno come prodotto finale la classica compressa medicinale; ciononostante si tiene a ricordare che tali macchinari possono essere utilizzati anche in campo alimentare, come il caso dei confetti o le gomme da masticare.

Rimanendo sul tema farmaceutico, il ciclo di produzione incomincia partendo dal materiale grezzo: esso si trova nella forma di polvere ed è prodotto e fornito da aziende farmaceutiche esterne; il prodotto non è composto, bensì ogni componente viene venduto separatamente, e qui entra in gioco la granulazione: la prima fase di produzione del farmaco consiste nel mescolare i vari "ingredienti" (che andranno a comporre il farmaco secondo la giusta proporzione, come dettato dalla "ricetta" del farmaco, cioè la descrizione dettagliata di come è composto il farmaco, di cosa è composto e in che percentuale) nel modo più omogeneo ed equi distribuito possibile, garantendo al cliente un'alta efficienza di produzione e uno scarto minimo di prodotto (fattore molto importante da tenere conto, in quanto il famoso "principio attivo" del farmaco può costare dai 1000 ai 50000 € al chilogrammo). Generalmente il componente usato in quantità percentuale maggiore è un placebo, cioè una sostanza inerte e innocua per la salute dell'uomo, la quale ha l'unico scopo di dare massa al prodotto finale (solitamente si tratta di semplici sostanze zuccherine); il resto dei componenti viene aggiunto in percentuali molto minori e in numero variabile, ma sono sempre presenti il principio attivo (sostanza con le proprietà benefiche del farmaco) e legante, che serve a compattare ed agglomerare maggiormente il composto. Le macchine dell'asset commerciale di IMA S.p.A. atte ad effettuare la granulazione sono nominate Roto Mix, Roro Cube, Aria e Ghibli. In particolare, la macchina Roto Mix, per ragioni costruttive, può effettuare solamente la fase di granulazione, mentre le altre tre possono occuparsi anche della fase successiva, l'essiccamento.

Come scritto sopra, il prodotto, dopo essere stato accuratamente mescolato ed omogenizzato in modo da avere la stessa composizione percentuale in ogni suo punto, viene sottoposto alla seconda lavorazione: l'essiccamento. Esso si tratta, come si evince dal nome, di un essiccamento del composto farmaceutico, in altre parole di un'asportazione di acqua contenuta nella miscela e un conseguente riscaldamento del prodotto.

Tale fase non è eseguita nello stesso modo da tutte le famiglie di macchine: Ghibli e Aria (sostanzialmente macchine "sorelle", divergono su alcuni aspetti costruttivi, ma si basano sullo

stesso identico principio di funzionamento) eseguono sul prodotto un essiccamento in corrente d'aria, previamente scaldata e deumidificata attraverso un'Unità di Trattamento Aria (UTA), mentre la macchina Roto Cube esegue un essiccamento diretto attraverso il riscaldamento della sua stessa camicia tramite un'unità di riscaldamento a vapore (ed a raffreddamento ad acqua gelida, se la ricetta del farmaco lo prevede) che avvolge quest'ultima, portando calore al cestello con dentro il prodotto da essiccare.

Tali processi, anche se eseguiti con tempi e modalità molto diversi, portano allo stesso risultato: il prodotto in polvere ha assunto la giusta composizione, granulometria e contenuto d'acqua: esso viene raccolto e portato alla macchina che eseguirà la fase successiva: la compressione.

La macchina che si occupa della fase di compressione è chiamata Comprima e, a differenza delle macchine a monte e a valle necessarie alla formazione della compressa, non necessita di impianti di particolare interesse (se non quelli essenziali per il funzionamento della macchina, come quello elettrico) e, per questo motivo, non sarà trattato con lo stesso interesse rispetto gli altri impianti; tale macchina ha il compito di prelevare il prodotto polveroso e compattarlo, creando con apposite forma la famosa compressa farmaceutica: il macchinario preleva il giusto quantitativo di farmaco con appositi aspiratori e lo comprime grazie a mulino rotanti. Il funzionamento è completamente automatico e la cadenza di produzione può arrivare fino a una compressa ogni venti milisecondi.

Prima che le compresse possano definirsi “prodotto finito”, esse devono essere sottoposte ad un'ultima, ma non meno importante fase: il coating.

Si tratta di un'operazione atta a rivestire le compresse con una particolare sostanza ricoprente: quest'ultima può servire per dare massa alla compressa, oppure colorarla in maniera particolare o semplicemente rivestirla di una sostanza sottile che servirà a migliorare la funzione del farmaco (ad esempio la compressa viene rivestita di una sostanza che la manterrà intatta dal momento dell'ingoiio fino al raggiungimento dello stomaco, dove si scioglierà e verrà assorbita dall'organismo).

Oltre al campo farmaceutico, il processo di coating e filming è molto utilizzato in campo alimentare: confetti, caramelle, gomme da masticare, dolci vari hanno bisogno di essere rivestiti spesso e volentieri di sostanze zuccherine atte a dare gusto e massa al prodotto.

Nel campionario IMA, le macchine progettate per tale compito sono chiamate Perfima e Bassina: anch'esse, come tutte le altre macchine elencate precedentemente, sono suddivise per taglie e sono costituite principalmente da un cestello rotante dentro il quale il prodotto viene continuamente

rimescolato e movimentato, mentre degli ugelli, di apposito numero e posizione, spruzzano la soluzione richiesta dalla ricetta sulle compresse.

A differenza degli altri processi, quest'ultimo diverge ampiamente sulla durata a seconda della ricetta da eseguire: si possono trovare processi di coating da sole due ore come processi da otto ore e oltre.

Arrivati a questo punto, il farmaco sotto forma di compressa è finalmente pronto: esso viene raccolto e portato agli impianti di imbustamento (blister) o di imbottigliamento.

Si entra, perciò, in un campo che non è più di competenza di questo studio.

Descrizione dettagliata delle macchine di produzione e dei relativi impianti

Roto Cube

1.1 Presentazione della macchina: la famiglia Roto Cube

Il presente studio riguarda la famiglia di macchine granulatrici Roto Cube; se ne riporta un'immagine in figura 1.1. Sono macchine di processo per la produzione e lavorazione di polveri per uso farmaceutico, polveri che saranno compattate per costituire la classica compressa, oppure andranno a riempire i due semi-gusci per costituire la capsula.



figura 1.1

La macchina in questione assolve una serie di funzioni che concorrono durante il processo fisico di formazione della polvere, ed una serie di funzioni che intervengono a macchina ferma. Tutte queste funzioni sono movimentate idraulicamente, dunque la macchina è dotata di centrale idraulica installata esternamente alla stessa.

La famiglia di macchine granulatrici Roto Cube è prodotta in modelli identici, ma di taglie differenti che variano di dimensione con un fattore scala pari alla capacità del recipiente. La taglia più piccola è il Roto-12 cui corrisponde una capacità di 12 l di recipiente, mentre la taglia più grande è il Roto-3000, con conseguente capacità del recipiente.

Le taglie prese in considerazione in questo studio sono le seguenti:

ROTO 120, ROTO 300, ROTO 600, ROTO 900

In figura 1.2 è riportata l'architettura della macchina tipo "through the wall", in cui si separa un'area tecnica, dove viene installata la potenza idraulica, cioè dove viene installata la centrale, da un'area di processo dove avviene la formazione del prodotto:

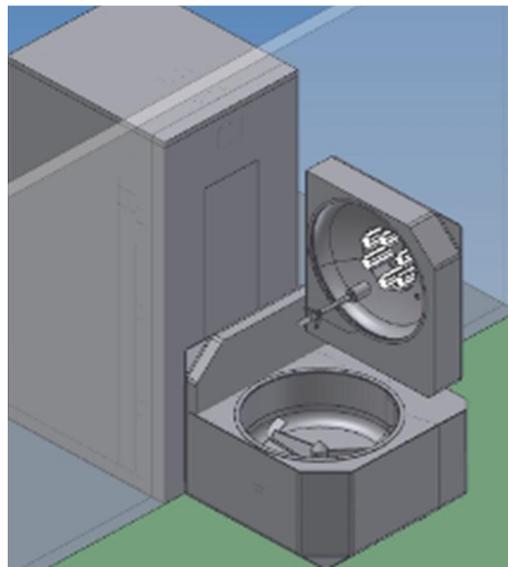
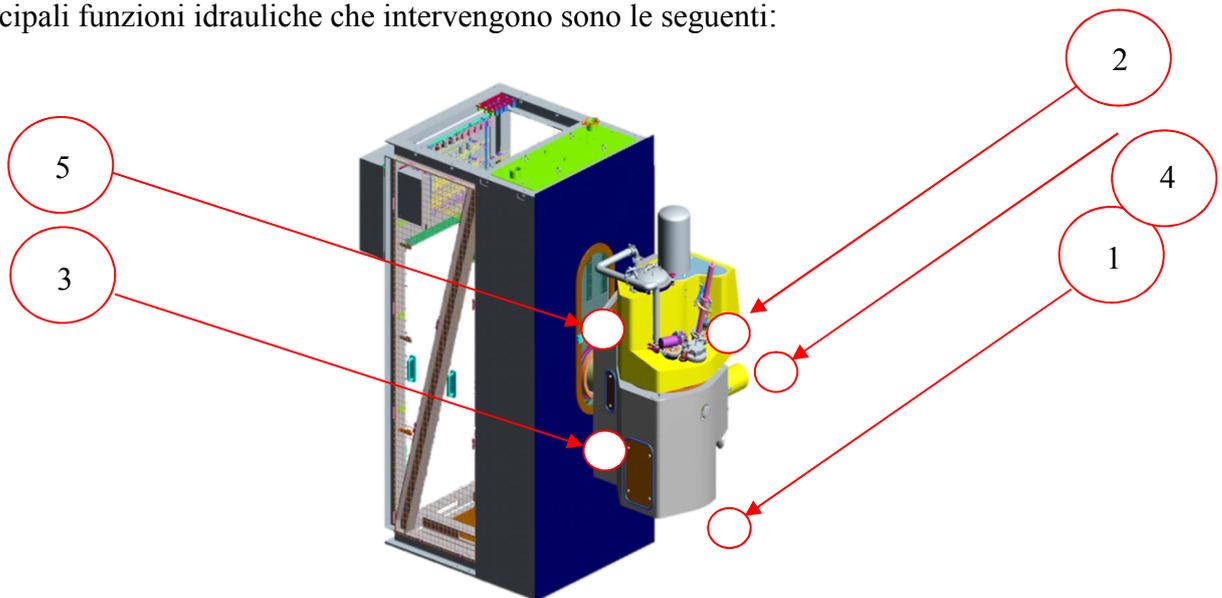


figura 1.2

1.2 Il processo produttivo e le principali funzionalità

La polvere viene formata in più step; il primo è la l'introduzione del componente principale e l'aggiunta dei rispettivi eccipienti e principi attivi, dopo di che comincia la fase di miscelazione a secco, in cui si genera il mix di componenti nel recipiente. Al termine della miscelazione inizia la granulazione ad umido, ovvero si impostano i parametri di temperatura e pressione nel recipiente necessari al processo, la densità cresce, l'impeller esercita la coppia proporzionale alla densità del prodotto; contemporaneamente il chopper controlla la granulometria tritando i grani di dimensione maggiore di quella prevista. Nell'istante in cui la densità è massima, la fase di granulazione finisce e comincia l'essiccamento. In quest'ultima fase si abbassa la pressione e si aumenta la temperatura di processo per abbassare il punto di ebollizione ed eliminare così la componente di acqua presente. A questo punto, trascorso il tempo necessario alla fase, il prodotto sarà pronto e verrà scaricato.

Le principali funzioni idrauliche che intervengono sono le seguenti:



Il gruppo numero uno è l'IMPELLER (figura 1.3), è il responsabile della miscelazione-granulazione della polvere. Applica i parametri di processo in termini di coppia, numero di giri e potenza necessari al prodotto per raggiungere la corretta consistenza.

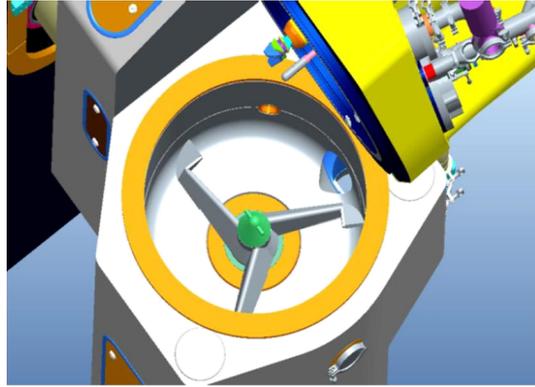


figura 1.3

La seconda funzione è quella di frantumazione, svolta dal gruppo CHOPPER (figura 1.4); questo è il responsabile della granulometria, ovvero della misura e dell'uniformità dei grani di prodotto al termine del processo di formazione.

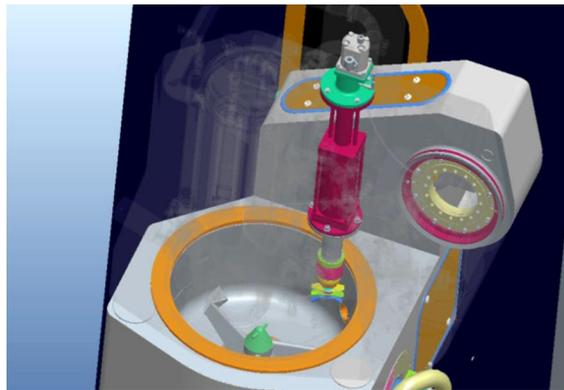


figura 1.4

La terza funzione viene svolta dal tiltaggio (figura 1.5), un gruppo che permette al recipiente, equipaggiato dei primi due gruppi, e di tutta la parte di struttura adibita al processo, di oscillare durante la formazione del prodotto. Da riscontro sperimentale, questo consente di migliorare la qualità del prodotto finito.

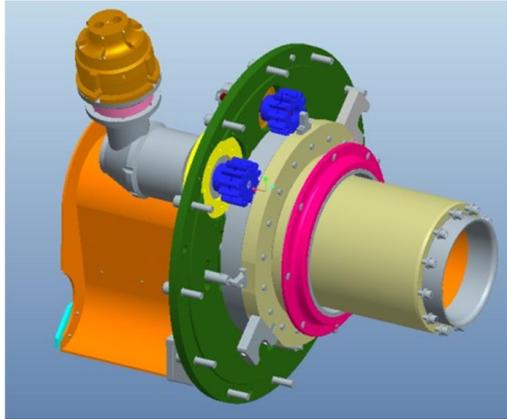


figura 1.5

Le funzioni descritte fin qui sono le tre principali e partecipano contemporaneamente al processo; vi sono altre funzioni, definite di servizio, che permettono all'operatore di agire sul prodotto e sulla manutenzione nel periodo in cui la macchina è ferma.

La prima è l'apertura del coperchio; consente l'accesso al recipiente e la sua manutenzione. Come si può osservare dalla figura 1.6, l'apertura è possibile grazie al cilindro idraulico, posto posteriormente alla parte di struttura che partecipa al processo, che agisce su di un leverismo solidale al coperchio.

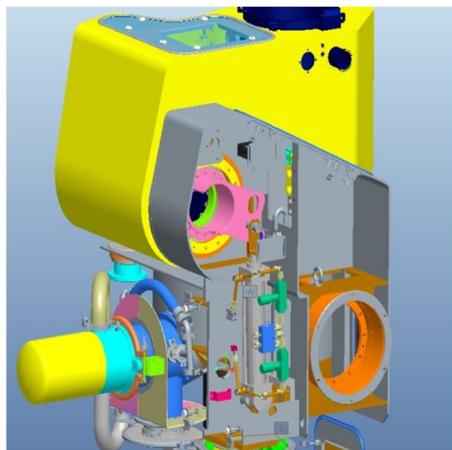


figura 1.6

L'ultima funzione di servizio è definita anche come gruppo opzionale, ed è il sollevamento dell'intera struttura, equipaggiata di tutti i gruppi precedentemente esposti. È definita così perché non viene installata su tutte le macchine a meno di una richiesta esplicita del cliente per esigenze di accessibilità al recipiente, che quindi deve poter essere sollevato. Questo è possibile grazie a due cilindri idraulici vincolati ad una piastra che scorre su due guide lineari solidali alla struttura portante della macchina (figura 1.7):

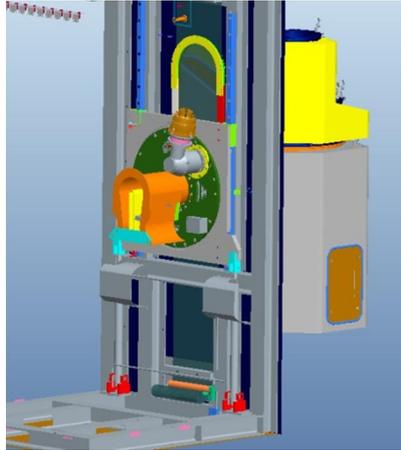


figura 1.7

Un ultimo componente che funzione alimentato dalla centrale idraulica è il cosiddetto I-MILL, sostanzialmente un mulino di forma conica il quale ha la funzione di setacciare il granulato in uscita dalla macchina (figura 1.8): esso è composto da una doppia pala rotante che, per agitazione meccanica e forza centrifuga, obbliga il prodotto a sbattere violentemente contro le pareti del setaccio conico, il quale ha i fori di particolare e volute forma e dimensione, impedendo così il passaggio di granulato troppo grosso e/o di forma irregolare, che potrebbe peggiorare l'efficienza delle lavorazioni che avverranno a valle.

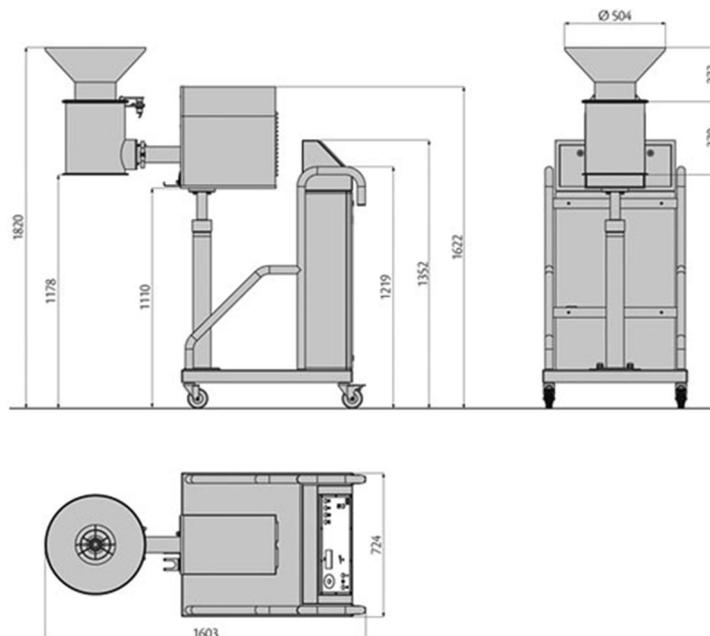


figura 1.8

A differenza degli altri componenti, esso è integrato al corpo macchina ed alimentato idraulicamente solo nelle taglie medio-alte; sulla taglie basse (tipo 120) si preferisce vendere al cliente un I-MILL elettrico pienamente scollegato ed autosufficiente rispetto la centrale idraulica (figura 1.9).



figura 1.9

Per garantire la sicurezza dell'operatore, la macchina lavora mantenendo una piccola depressione in camera: ciò si fa per evitare che, nonostante la macchina sia generosamente sigillata ermeticamente durante i processi produttivi, le polveri (che potrebbero contenere sostanze tossiche e/o nocive per la salute) possano uscire ed essere ispirate dal personale addetto al funzionamento della macchina.

1.3 Distribuzione di potenze ed energie

La centrale idraulica richiede un'area dedicata e comporta un costo notevole; è concepita per alimentare il gruppo centrale della macchine, ovvero l'IMPELLER che risulta essere il gruppo il

quale incide maggiormente sulla potenza disponibile. Il gruppo IMPELLER (fig.1.10) è il responsabile della granulazione e della miscelazione del prodotto; è definito il cuore della macchina e da lui dipende gran parte della corretta realizzazione del prodotto.

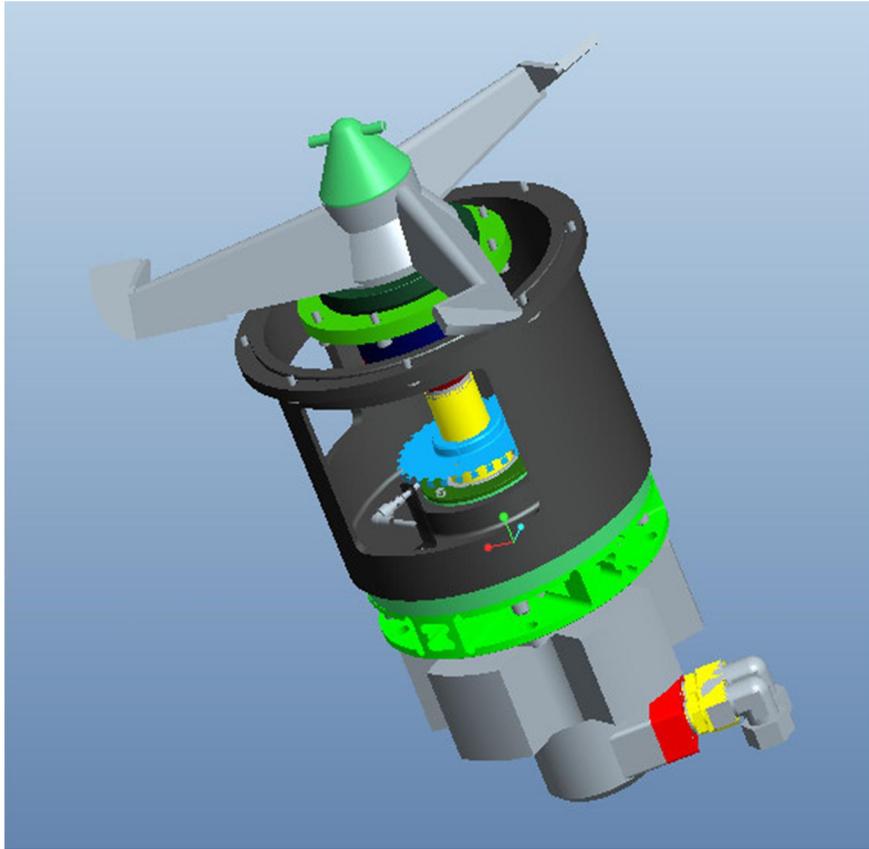


figura 1.10

Il gruppo è fissato al recipiente tramite la campana nera in figura, la quale viene bullonata ad una piastra posta inferiormente al recipiente stesso. La pala viene a comunicare con il recipiente (fig.1.3) e può ruotare al suo interno esercitando la coppia che gli viene fornita dal motore idraulico posto sotto al torsionmetro in verde. Il torsionmetro è utilizzato per fornire una misura della massima precisione della coppia durante il processo. Da questa misurazione si ricavano le curve di assorbimento coppia in funzione del tempo di processo; possono essere curve (coppia;numero di giri) o (coppia;tempo) o (pressione;tempo) figura 1.11:

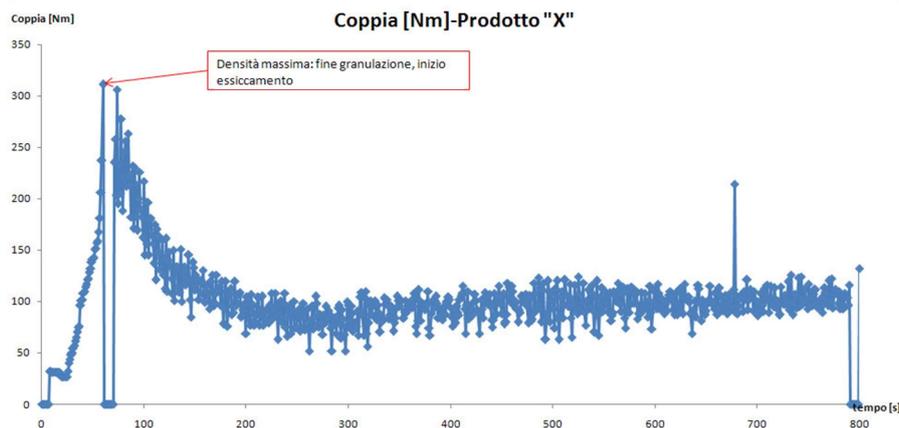


figura 1.11

La curva si riferisce ad un generico prodotto di laboratorio. La motorizzazione è idraulica, e come tale fornisce una caratteristica di coppia costante in funzione della pressione con cui lavora.

Per valutare adeguatamente la criticità del problema è stato eseguito un bilancio della potenza idraulica: complessivamente in centrale sono installati 22.5 kW, questi sono distribuiti tra tutte le funzioni, di processo, opzionali, servizi, secondo la seguente tabella in figura 1.12, riferita ad un ROTO120 (tali valori percentuali sono comunque attendibili a prescindere dalla taglia):

fase	P [kW] %		P [kW]	P [kW] %
Processo	98	impeller	16,4	73
		chopper	5,2	23
		tilting	0,5	2
	P [kW] %			
fermo macchina	2	aperture coperchio	0,19	40
		sollevamento recipiente	0,29	60

figura 1.12

Si vede che la potenza viene maggiormente sfruttata durante la fase di formazione del prodotto. Di questa quota parte (98%) della potenza, il 73% viene sfruttato dalla pala durante la granulazione; risulta da qui evidente che la maggior attenzione della macchina si concentra nell'impeller.

Tenendo conto di tutti i componenti (energivori e idraulici) di un tipico processo, si è calcolata la distribuzione dell'energia assorbita da ciascuno di essi, in base al fatto che sia in moto oppure no, alla frequenza di utilizzo ed ai tempi di ciascun sottoprocesso; il tipico ciclo di lavorazione della macchina Roto Cube, infatti, si suddivide in questi tipici sottoprocessi: apertura coperchio (durata 30 secondi), carico prodotto con macchinario (3 minuti), chiusura coperchio (30 secondi), mixing (fase di mescolamento delle polveri in senso puramente meccanico, 5 minuti), wetting (aggiunta di acqua e soluzione legante alla miscela, 10 minuti), massing (creazione

dell'agglomerato voluto, 10 minuti circa), drying (essiccamento del prodotto, il sottociclo più lungo ed energivoro, 120 minuti), cooling (facoltativo, si applica un raffreddamento del prodotto se la ricetta farmaceutica lo prevede per motivi biochimici, 15 minuti), infine scarico prodotto con I-MILL (10 minuti). Bisogna tenere conto che, nonostante le pompe (primaria principale a pistoni assiali e volume variabile e secondarie ad ingranaggi e volume costante) siano sempre e continuamente alimentate, il carico che la centrale deve supportare è variabile nel tempo, in quanto i componenti, ed i relativi attuatori idraulici, non sono sempre in funzione e non sempre in continuo a carico costante, bensì variabile: l'unico sempre acceso è il pannello elettropneumatico, adibito al controllo e funzionamento delle valvole pneumatiche ed elettriche e al controllo dei vari sensori e sonde poste in punti strategici dell'impianto per monitorare parametri come temperatura media del prodotto, umidità dell'aria in ingresso e uscita, allarmi vari ecc. Di facile intuizione, gli attuatori per il sollevamento del coperchio sono chiamati in causa solo durante apertura e chiusura del coperchio (infatti occupano solo il 2% di utilizzo della centrale); il frantumatore viene azionato solamente durante la fase di massing, mentre l'oscillatore (tilting) viene azionato durante l'essiccamento; gruppo di termoregolazione e impeller sono i più utilizzati a macchian in funzione, ma bisogna tenere conto che durante il processo di granulazione esso viene utilizzato per tutta la durata del tempo, mentre nell'essiccamento esso funziona a intermittenza, per evitare che il prodotto adiacente alle pareti della camicia (scaldate dallo skid di termoregolazione) riceva più calore rispetto al prodotto verso il centro della camera, invece di avere una propagazione uniforme. Infine, durante la fase di essiccamento si mantiene la camera sottovuoto, in modo da diminuire il punto di ebollizione dell'acqua e permettere una migliore e più efficace deumidificazione del prodotto e, al tempo stesso, l'impossibilità di avere un trafileamento verso l'esterno di polveri, garantendo così sicurezza dell'ambiente di lavoro e mancata perdita di preziose sostanze farmaceutiche.

Ovviamente, nei calcoli sono stati tenuti conto dei fattori di perdita vari, tra cui i rendimenti elettromeccanici dei motori elettrici, l'angolo di fase, le curve di potenze di pompe e motori idraulici (dati garantiti dal fornitore) e perdite varie.

Ad esempio, sulla macchina Roto Cube 600 sono stati calcolati fino a più di 2 kW dei 55 disponibili persi nella centrale idraulica.

Tenuto conto di ciò, le energie sono state ricavate moltiplicando le potenze effettivamente utilizzate in ogni sotto-processo per i tempi d'impiego, ottenendo così il risultato voluto.

Tenuto conto di tutto ciò sono stati calcolati i costi energetici di ciascuna sotto-fase, come viene mostrato in figura 1.13

Fase	Durata funzionamento [min]				Energia consumata [KJ]	[Wh]
Apertura coperchio	0,5				764,85	212,4583
Carico prodotto	3				4500	1250
Chiusura coperchio	0,5				764,85	212,4583
Mixing	5				19995	5554,167
Wetting	10				40872	11353,33
Massing	10				43110	11975
Drying	120				394236	109510
Cooling	15				34690,5	9636,25
Scarico prodotto con IMILL	10				24627	6840,833

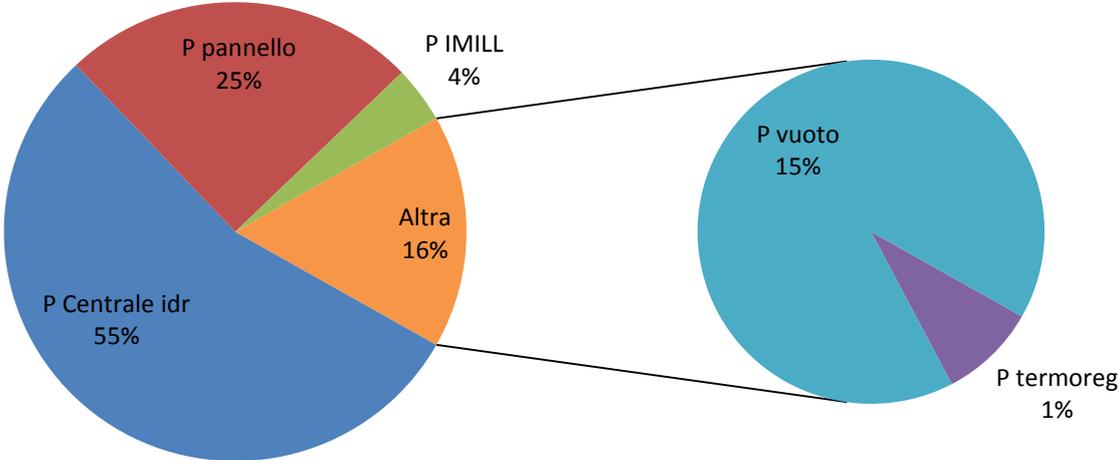
figura 1.13

Come si può notare, le fasi a macchina ferma sono un'inezia rispetto quelle a macchina funzionante, in primis la fase di essiccamento.

Bisogna fare notare che la macchina è sì molto energivora, tuttavia essa si occupa di due processi in catena per la formazione della compressa: la granulazione e il successivo essiccamento; questi due sostanzialmente occupano quasi se non più di metà della genesi del farmaco, perciò è sensato e comprensibile che la macchina sia così dispendiosa (anche nel prezzo).

Per dare una chiara ed immediata idea di come è distribuita l'energia totale rispetto ad un ciclo produttivo, è stato disegnato un grafico a torta per tale scopo: figura 1.14

Potenze elettriche Rotocube 600



Energie di processo Roto Cube

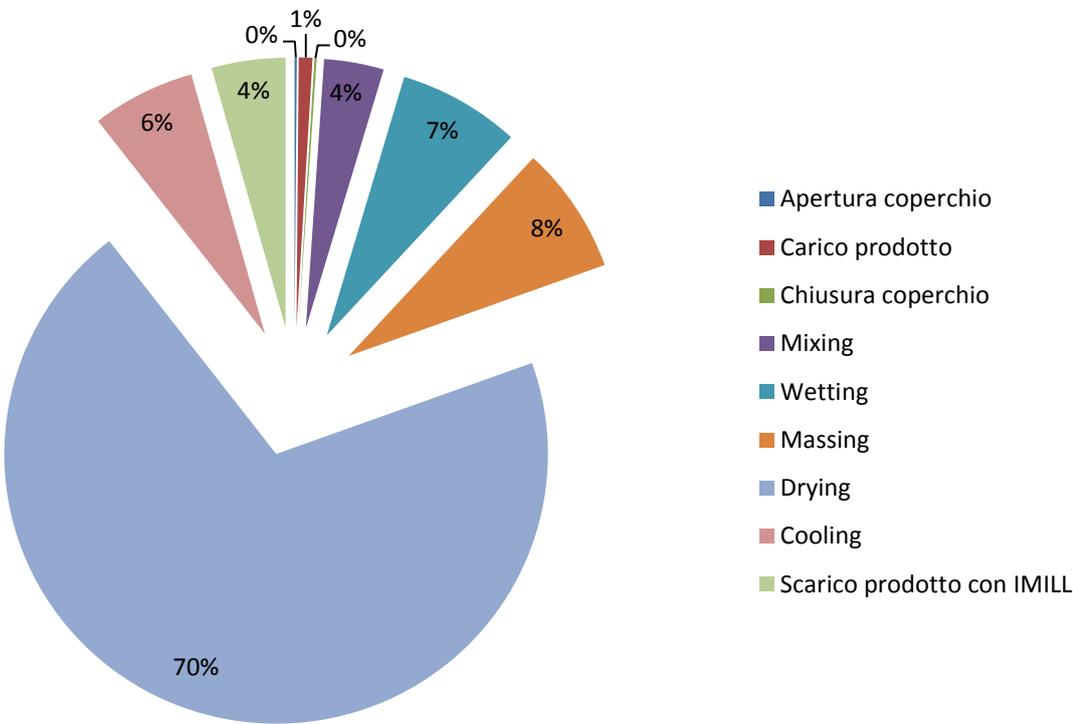


figura 1.14

Il grafico mostra la “prepotenza” della fase di essiccamento rispetto le altre; più avanti verrà mostrato come invece la sola fase di granulazione, a parità di materiale lavorato, duri molto meno sulla macchina Roto Mix, e di conseguenza consumi molto meno.

1.4 Gruppo di termoregolazione

A differenza delle macchine a letto fluido (Aria e Ghibli), la Roto Cube per essiccare non sfrutta un essiccamento a corrente d’aria tramite un’UTA, bensì tale fenomeno avviene per convezione forzata attraverso uno skid di termoregolazione: il gruppo utilizza due scambiatori di calore uno per il riscaldamento del tipo a tubi corrugati alimentato a vapore, ed un secondo di raffreddamento del tipo a piastre ispezionabili alimentato con acqua refrigerata, collegati in serie sul lato secondario e completi di elettropompa di circolazione a 50/60Hz. L’ unità è assemblata e collaudata idraulicamente, in regola con le normative vigenti. Esso sfrutta uno scambiatore a vapore saturo a 3 bar per la cessione di calore ed uno scambiatore ad acqua gelida a una pressione utile di un bar per il raffreddamento.

Lo skid è così formato:

Scambiatore di riscaldamento :

- Potenzialità $25000 \text{ Kcal/h} = 104670 \text{ KJ/h} = 29.075 \text{ KW}$
- Primario : 50 Kg/h di vapore saturo a 3 bar
- Riscaldamento in continuo di 3000 l/h di acqua $80/90^{\circ}\text{C}$
- Riscaldamento batch di 200 litri di acqua da 20° a 90°C in 30 minuti

Scambiatore di raffreddamento :

- Potenzialità $15000 \text{ Kcal/h} = 62802 \text{ KJ/h} = 17.445 \text{ KW}$
- Fluido raffreddante : 3000 l/h di acqua gelida $7/12^{\circ}\text{C}$, pressione utile 1 bar
- Raffreddamento in continuo di 3000 l/h di acqua $25/20^{\circ}\text{C}$
- Raffreddamento batch di 200 litri di acqua da 90° a 25°C in circa 50 minuti

L’ unità premontata sarà dotata delle apparecchiature di regolazione delle temperature quali valvole modulanti pneumatiche ed elettropneumatiche e della strumentazione in campo.

Sono inoltre previste le protezioni e le sicurezze in accordo a quanto previsto dal D.M. 1/12/1975 (Raccolta R) ed anche in accordo al P&ID n. PD-0220, e piu' precisamente :

Linea vapore

- FV 20.3 Valvola pneumatica on/off Dn 20 (aria alim. 6 bar)
- FVC 28.01 Valvola pneumatica modulante Dn 15 segnale 4-20mA (aria alim. 6 bar)
- Linea acqua gelida
- FV 27 Valvola pneumatica 3 vie misc. Dn 25 nor. Aperta la via diritta, segnale 0,2 – 1 bar

Linea acqua termostata

- TSH 20.02 Termostato di sicurezza
- TT 20.03 Sonda PT100
- PSH 20.05 Pressostato di massima
- G20+M20.04 Elettropompa GRUNDFOS CME5-4 A-R-A-E-AQQE

Entrambe le linee sfruttano un comune batch da 200 litri d'accumolo che comunica direttamente con lo scambiatore adiacente alla superficie della camicia: l'acqua contenuta in esso viene scaldata (o raffreddata) e viene forzata a scorrere lungo le tubatura da una elettropompa da 1,5 kW con inverter integrato, alimentando così lo scambiatore a piastre della camicia; temperatura, portata e pressione sono regolate ed attuate da appositi valvole e sensori sopra citati posti in punti strategici della linea.

Assieme al gruppo del vuoto (che verrà trattato subito dopo), il gruppo di termoregolazione attua l'essiccamento del prodotto, asportando acqua contenuta nella sostanza grazie al basso punto di evaporazione ed all'apporto di calore; l'operatore addetto alla macchina fa cessare il procedimento quando i sensori che rivelano l'umidità media del prodotto percepiscono la percentuale d'acqua presente nel prodotto voluta: per questo motivo la durata del processo varia a seconda della ricetta farmaceutica che si sta seguendo (alcune impongono una certa temperatura per un determinato tempo di "incubazione", altre un determinata massa d'acqua per unità di massa di prodotto). Tutto questo per affermare chei tempi di utilizzo, e di conseguenza i consumi energetici, sono variabili e non prefissati come in una linea di assemblaggio.

Attraverso le formule termodinamiche per lo scambio termico sono state calcolate le energie termiche in gioco, sia cedute che asportate rispetto al prodotto: figura 1.15.

Energie processo termiche	[kJ]
Calore ceduto al processo	209340
Calore sottratto al processo	15700,5
Calore dissipato	28800

figura 1.15

In figura 1.16 viene mostrato il layout dello skid di termoregolazione.

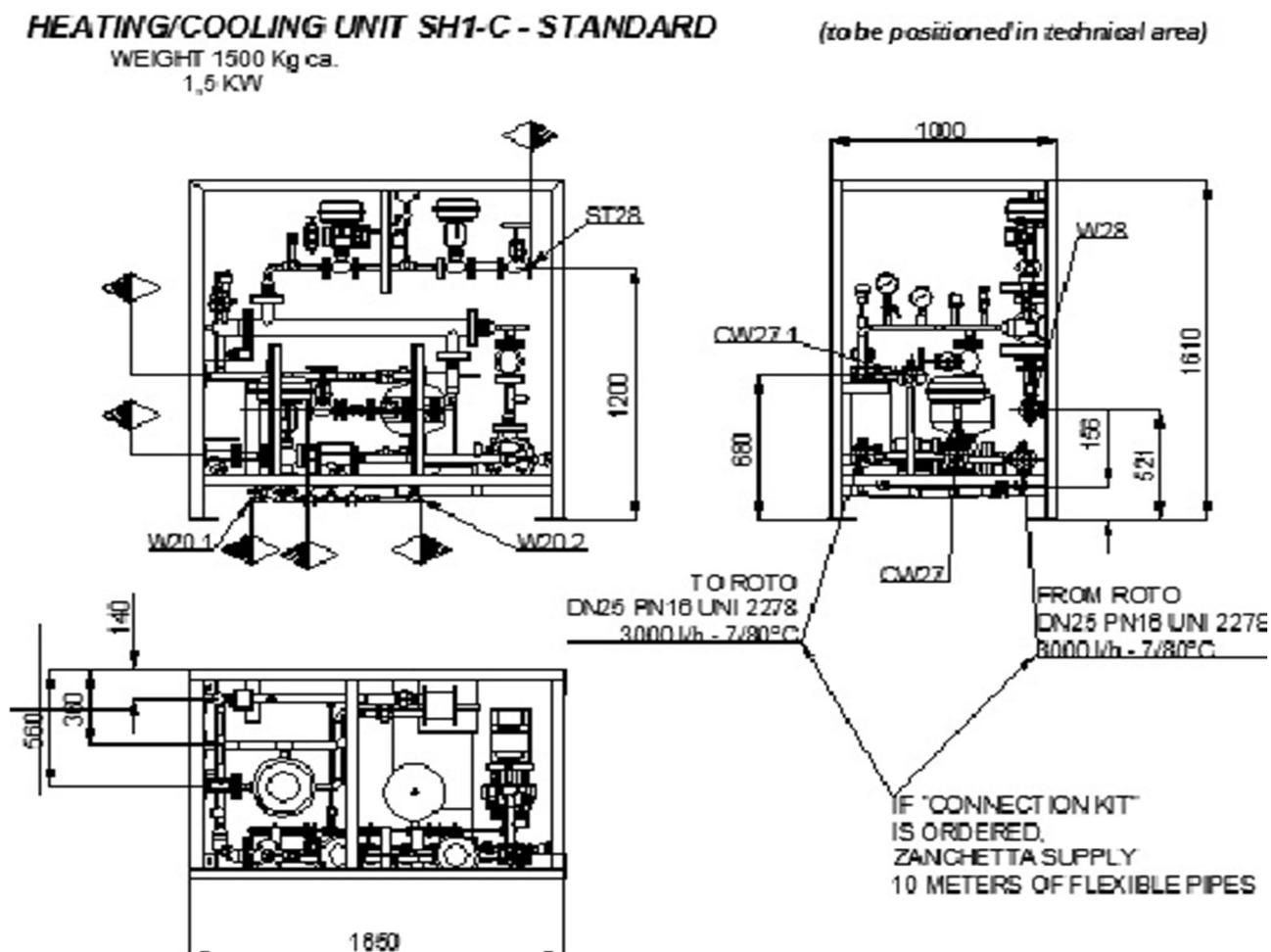


figura 1.16

Lo skid di termoregolazione, inoltre, può essere utilizzato anche durante la granulazione, se la ricetta lo richiede: può succedere che le sostanze lavorate richiedano una temperatura di processo particolare, in modo da non compromettere le caratteristiche biochimiche del principio attivo, ad esempio i famosi fermenti lattici, i quali vanno sempre mantenuti entro certe temperature per mantenere in incubazione la flora batterica presente nel farmaco fino all'ingestione della capsula.

1.5 Gruppo del vuoto

La macchina, come già detto, lavora in una piccola depressione per evitare fuoriuscite di polveri; durante l'essiccamento, però, per abbassare il più possibile il punto d'ebollizione dell'acqua e favorire la creazione di vapor d'acqua, si crea in camera un vuoto spinto grazie ad un gruppo di pompe del vuoto: si tratta di una o più pompe per il vuoto Busch a palette monostadio (il numero dipende dalla taglia della macchina, in particolare dal volume della camera di lavoro), ciascuna avente una potenza massima di 7,5 kW, a bagno d'olio, con ricircolo automatico; queste sono le sue caratteristiche tecniche

- Capacità di aspirazione nominale 300 m³/h;
- Pressione assoluta residua finale 0,1 mbar;
- Potenza richiesta motore elettrico 7,5 kW;
- Numero di giri al minuto albero motore: 1500;
- Frequenza=50Hz; Rumorosità DIN54635 74dB(A); Quant.olio 6,5 litri.

Dal grafico di Mollier si evince che il punto d'ebollizione dell'acqua cala notevolmente (si va sotto zero gradi Celsius), semplificando notevolmente il lavoro del gruppo di termoregolazione e diminuendo, di conseguenza, tempi e costi.

Bisogna però tenere conto del fatto che non si raggiunge mai il valore di pressione sopra citato, in quanto la camera non è un vero e proprio ambiente chiuso: per evitare trafile di polvere sotto la pala principale, attorno ad essa fluisce in continuazione un flusso d'aria trattata (o azoto in alcuni casi, gas inerte più utilizzato, se il farmaco dà reazioni con l'ossigeno e/o altri gas contenuti nell'aria comune) proporzionale alle dimensioni della camera e alla massa di polvere, creando così di fatto un cuscino d'aria che sostiene il composto. Questo comporta, però, un apporto continuo di aria, la quale deve essere espulsa per evitare aumenti di pressione: durante la granulazione la questione crea pochi problemi, mentre durante l'essiccamento, che richiede il vuoto spinto, comporta un lavoro continuo da parte del gruppo del vuoto ed un valore di pressione raggiunto

maggiore rispetto quello raggiungibile in via teorica dalle pompe. Nonostante ciò, il sistema funziona egregiamente, ma non alla sua piena potenzialità, e per questo esso viene appuratamente sovradimensionato (e quindi reso più dispendioso) per garantire al cliente un alta efficienza produttiva.

In figura 1.17 viene mostrato il layout del gruppo del vuoto.

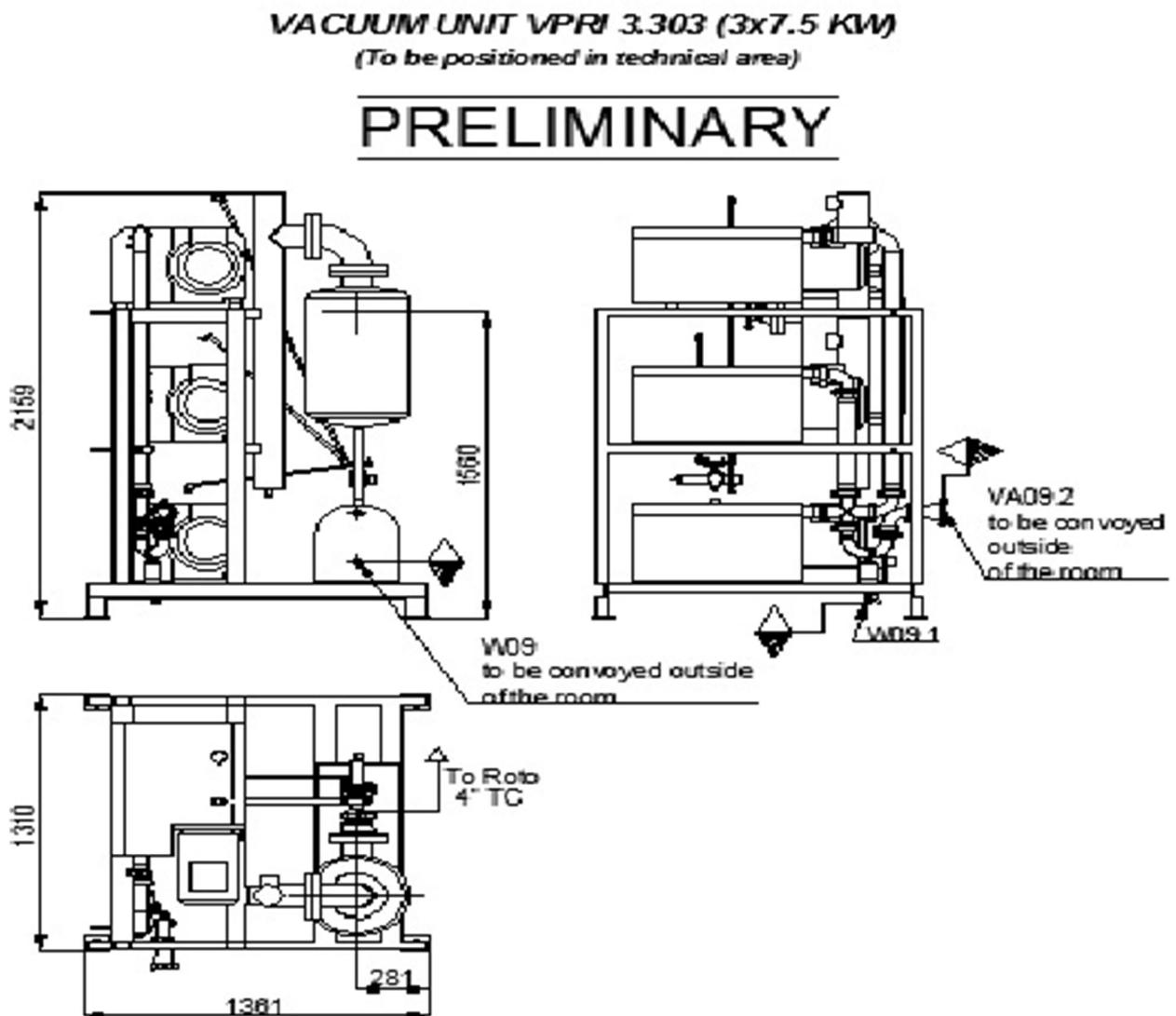


figura 1.17

Macchine a letto fluido: Aria e Ghibli

1.1 Presentazione della macchina: la famiglia Aria

Il presente studio riguarda la famiglia di macchine granulatrici a letto fluido bollente Aria, ma buona parte è perfettamente applicabile alla famiglia Ghibli; se ne riporta un'immagine in figura 2.1. Sono macchine di processo per la produzione e lavorazione di polveri per uso farmaceutico, le quali saranno compattate per costituire la classica compressa, oppure andranno a riempire i due semi-gusci per costituire la capsula.



figura 2.1

La famiglia di macchine Aria assolvono diverse funzioni: esse possono essere granulatore ed essiccare, o soltanto essiccare, in altre parole ultimamente sta prendendo piede la “filosofia” di accoppiare una macchina Roto Mix che si occupa della granulazione con una macchina Aria che si occupa dell’essiccamento: tali macchine dovranno essere scelte di taglie compatibili, in quanto dovranno lavorare le stesse quantità di prodotto; il passaggio di prodotto avviene attraverso il risucchio della polvere in modo molto semplice, ma efficace.

La famiglia di macchine granulatrici Aria è prodotta in modelli identici, ma di taglie differenti che variano di dimensione con un fattore di scala pari alla capacità del recipiente. La taglia più piccola è Aria-60 cui corrisponde una capacità di 90 l di recipiente, mentre la taglia più grande è l’Aria-1500, con conseguente capacità del recipiente di 2000.

Le taglie prese in considerazione in questo studio sono le seguenti:

ARIA 120, ARIA 300, ARIA 600, ARIA 900

Come la Roto Cube, Aria è progettata “through the wall”, in cui si separa un’area tecnica, dove sono installati gli elementi di servizio, da un’area di processo dove avviene la formazione del prodotto; la struttura si presenta così, come in figura 2.2.

Le taglie corrispettive della famiglia Ghibli sono le seguenti:

GHIBLI 50, GHIBLI 100, GHIBLI 200, GHIBLI 400

IMA S.p.A. consiglia al cliente quale macchina granulatrice della famiglia Roto Mix associare alla Ghibli, in modo da creare una linea produttiva bilanciata ed efficiente: da questo si evince il perché il numero associato alla macchina non corrisponde alla capacità volumetrica sua, bensì della Roto Mix associata.

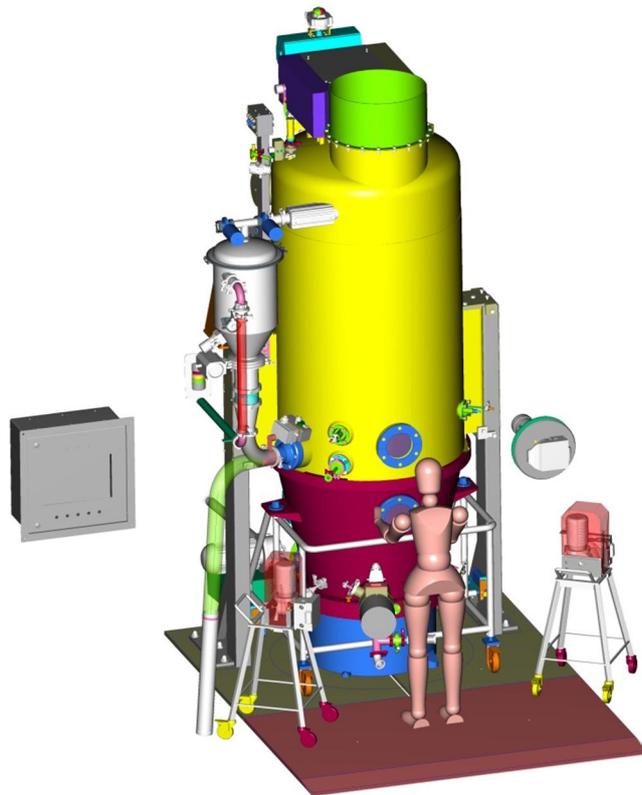


figura 2.2

Diversamente, la macchina Ghibli, sostanzialmente la sorella maggiore di Aria, per ragioni costruttive deve essere installata al centro dell'area di processo: mentre Aria viene aperta sfilando il contenitore inferiore, dotato di carrello, e facendo abbassare i filtri cilindrici interni tramite due catene (quindi, in sostanza, il corpo macchina non si muove), Ghibli si apre facendo ruotare la carcassa su se stessa, usando come perni le cerniere laterali, tramite degli attuatori meccanici, obbligando di fatto il posizionamento della macchina lontana da pareti e altri possibili ingombri che ostacolerebbero la rotazione del corpo macchina e l'estrazione dei filtri. In figura 2.3 è mostrata Ghibli in posizione aperta e chiusa.

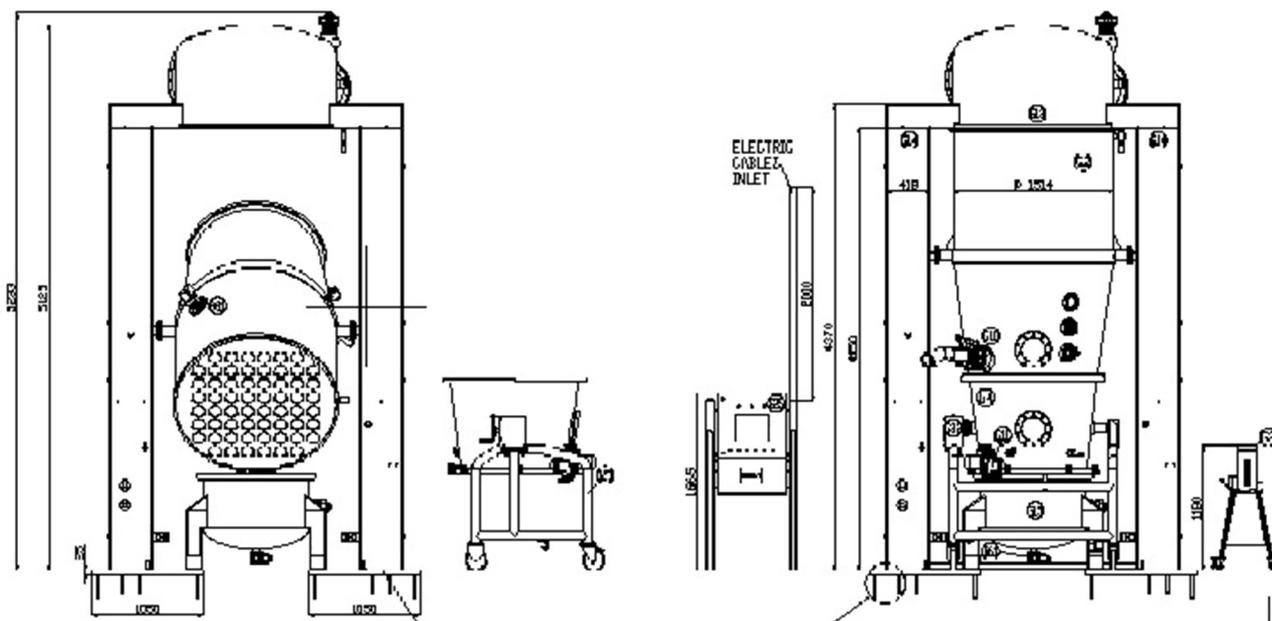


figura 2.3

La macchina Ghibli, a causa della parte idraulica dell'impianto e dei relativi sistemi di controllo e calibratura, risulta più costosa della corrispettiva Aria, la quale è stata recentemente concepita per sostituirla in un prossimo futuro.

A parte queste differenze di natura costruttiva, Aria e Ghibli si basano sullo stesso principio di funzionamento, il letto fluido: senza organi in movimento, le polveri sono continuamente investite da un flusso d'aria trattata, facendole così fluttuare all'interno della macchina cilindrica; per far sì che tali polveri si agglomerino nella giusta forma e misura, dall'alto viene spruzzata acqua (se la soluzione legante è stata immessa sotto forma di polvere assieme a placebo e principio attivo) oppure soluzione legante liquida (soluzione in percentuale precisamente calcolata) pompata da una pompa peristaltica, particolarmente utilizzata in campo farmaceutico in quanto essa è molto precisa per piccole quantità di liquido. Lo spraying avviene tramite ugelli binari opportunamente posti tra filtri e contenitore, realizzati in modo da evitare lo stillicidio e lo sgocciolamento. In figura 2.4 è ben rappresentato il tutto.



figura 2.4

2.2 Il processo produttivo e le principali funzionalità

Le macchine a letto fluido sono ampiamente versatili e si adattano a varie applicazioni; il cambio di prodotto da lavorare o di tipo di attività può essere fatto senza strumenti o dispositivi aggiuntivi. A maggior ragione, esse sono concepite per affiancarsi ad altre macchine prodotte da IMA S.p.A. per la creazione del prodotto farmaceutico solido. La manutenzione e la pulizia sono estremamente semplici, in quanto i filtri sono di facile approccio e il sistema integrato di lavaggio garantisce una corretta pulizia (fondamentale per evitare contaminazioni nelle successive lavorazioni).

L'elevata flessibilità permette a queste macchine di effettuare queste operazioni per la creazione del prodotto finale:

- **Granulazione**: il flusso d'aria, assieme al legante immesso nella miscela, collabora nel formare il granulato nella forma e nella composizione voluta; ciò è possibile grazie al continuo agitazione meccanico delle particelle solide, le quali si agglomerano grazie alla soluzione legante (sia preparata al di fuori della macchina in un apposito contenitore dotato di agitatore, sia formatasi nel letto fluido) e il composto prende forma. Perché si ottenga il granulato voluto (dimensione e composizione ricercate), è necessario impostare e controllare

accuratamente ogni parametro di processo, mantenendoli nei valori calcolati dai chimici e dai farmacisti che hanno creato e perfezionato in laboratorio: per questo motivo l'operatore deve sempre monitorare il processo, dall'inizio alla fine, aiutandosi col pannello di controllo, che mostra ad ogni istante le condizioni di processo: i parametri fondamentali da tenere in conto sono temperatura e portata d'aria in ingresso e portata d'acqua spruzzata dagli ugelli.

- Essiccamento: una volta pronto il granulato, quest'ultimo va deumidificato, in quanto l'acqua precedentemente utilizzata per formare i granuli, deve essere eliminata, altrimenti comprometterebbe la qualità del farmaco e la sua formazione (le compresse non si manterrebbero intatte); l'essiccamento avviene per corrente d'aria trattata: questa viene aspirata all'interno di una UTA per essere deumidificata (se necessario) e scaldata, per poi entrare nella macchina e investire il prodotto, asportando acqua da esso; le macchine a letto fluido lavorano con una piccola depressione al loro interno (circa 20 Pa, sempre per motivo di sicurezza e per evitare perdite di prodotto prezioso) ma, a differenza delle Roto, non con un vero e proprio vuoto spinto, in quanto ciò non è necessario grazie al flusso d'aria. L'operatore interrompe il ciclo di drying quando il sensore che misura l'umidità dell'aria in uscita eguaglia il valore letto dal sensore in ingresso, cioè l'aria non è più in grado di asportare ulteriore acqua contenuta nella polvere.
- Coating: utilizzando degli appositi ugelli detti bottom spray, le macchine a letto fluido possono effettuare anche il coating, ma non delle compresse, bensì dei pellet; per questo motivo l'argomento non verrà trattato.

Il gruppo uno raffigura i filtri, fondamentali per non disperdere assieme all'aria in uscita parte del prodotto lavorato: tali filtri possono essere di tessuto, antistatico, o in materiale metallico, progettati e costruiti per essere facilmente pulibili.

Il secondo gruppo rappresenta il contenitore, di facile accesso e dotato di carrello, il quale permette di aprire facilmente la macchina e effettuare le operazioni di manutenzione dei filtri ecc.

In figura 2.6 sono entrambi raffigurati.



Il gruppo tre raffigura il condotto di fuoriuscita dell'aria, dotato di appositi sensori per monitorarla in tempo reale.

Il quarto gruppo raffigura il polmone: poiché i filtri, specialmente durante prime fasi del processo, vengono totalmente e continuamente avvolti da prodotto, il quale si attacca a causa dell'elevata presenza di acqua, è necessario pulirli continuamente, in modo che la polvere ricada nella macchina e continui ad essere lavorata; perché ciò avvenga, ogni 5 secondi all'interno di ogni filtro (cavo al suo interno) un tubo pneumatico emette un getto d'aria compressa che fa staccare di netto il prodotto attaccatosi. Ogni filtro ha al suo interno un tubo pneumatico.

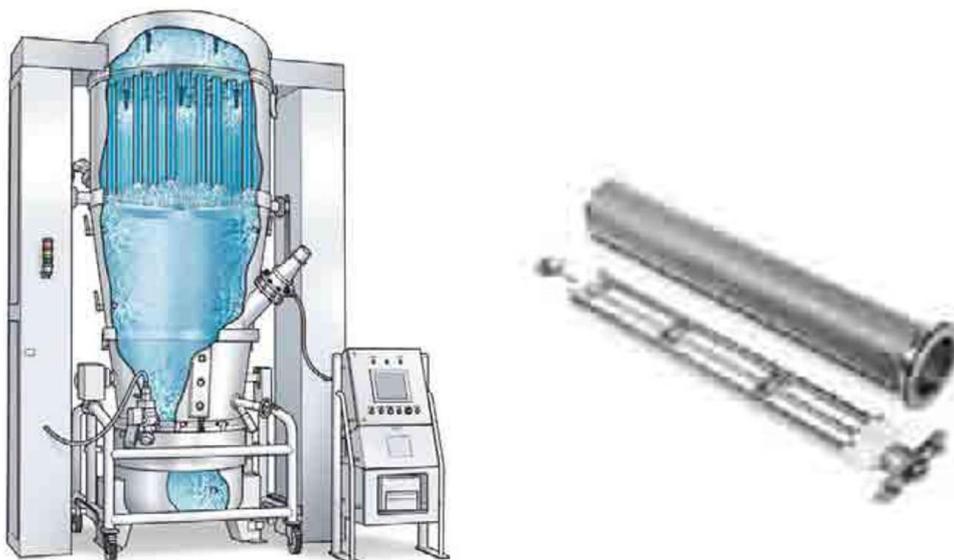
Infine, il quinto gruppo rappresenta il basamento, il quale contiene lo scarico per l'acqua usata nel lavaggio della macchina e il condotto d'ingresso dell'aria (non visibile in figura) con i relativi sensori e valvole.

2.3 Clean in place: sistema di lavaggio in loco

Le macchine a letto fluido possiedono un sistema di lavaggio interno, denominato C.I.P. (Clean in place): esso è concepito e progettato per permettere di effettuare lavaggi delle parti interne della macchina in modo efficace, garantendo così l'assenza di contaminazione di residui di prodotto per le successive lavorazioni.

La macchina è attrezzata con ugelli ad alta efficienza posti in punti e in numero strategici, in modo che l'acqua detergente raggiunga ogni punto della camera della macchina ove la polvere può depositarsi ed attaccarsi; i cicli di lavaggio sono editabili e modificabili dall'operatore, ciononostante il sistema in sé è concepito nel tentativo di ottimizzare tempi di lavaggio e consumi.

In figura 2.7 è rappresentato un disegno che spiega visivamente il tutto.



L'immagine di destra mostra un supporto cilindrico cavo di un filtro, al cui interno è collocato un ugello detergente (oltre al tubo pneumatico collegato al polmone) tale da pulire dall'interno verso l'esterno la manica filtrante.

L'acqua sporca viene defluita dallo scarico posto nel basamento: una pompa collocata nell'area tecnica si occuperà di aspirarla e defluire essa nell'impianto fognario, previo filtraggio per non immettere nell'ambiente sostanze potenzialmente dannose per uomo e/o ambiente.

Una volta finito il ciclo di lavaggio, la camera di lavoro della macchina deve essere asciugata, specialmente i filtri pregni d'acqua: si avvia allora un ciclo di asciugatura semplicemente immettendo aria calda trattata dall'UTA per trasformare l'acqua residua in vapore ed asportarlo via tramite il ventilatore a valle dell'impianto.

Tale processo, anche se si cerca di ottimizzarlo il più possibile, è esoso d'energia e d'acqua e in seguito verrà trattato fornendo qualche numero sui consumi in questione.

2.4 Unità trattamento aria o UTA

Le macchine a letto fluido necessitano un costante flusso d'aria trattata (anche se la portata volumetrica può variare) la quale è fondamentale, poiché sta alla base del principio di funzionamento, come già spiegato. Per tale motivo nell'impianto, a monte della macchina, è installata una unità di trattamento aria o UTA, dispositivo modulare composto a effettuare trattamenti all'aria esterna ambiente; di per sé l'UTA non è in grado di aspirare aria, perciò ogni layout d'impianto presenta a valle un ventilatore centrifugo che "trascina" l'aria di processo per tutto l'impianto, fino a espellerla nell'ambiente. Tale macchina elettrica è dimensionata per superare

tutte le cadute di pressione che l'aria incontra in tutto l'impianto: filtri, Venturi, perdite di carico concentrate e distribuite, ecc.

Tornando all'UTA, essa si presenta come un'unità composta da moduli, di facile posizionamento ed interscambiabilità, ognuno con la sua funzione: l'aria entra dalla saracinesca, la quale apre e chiude la luce d'ingresso, per poi attraversare la serie di pre-filtri (categoria F9), che hanno il compito di trattenere le impurità trasportate dall'aria; dopodiché quest'ultima attraversa prima una batteria di pre-riscaldamento (funzionante nel caso in cui l'aria esterna sia estremamente fredda, per la situazione invernale), poi attraversa una di raffreddamento, con lo scopo di deumidificare l'aria e raccogliere attraverso un separatore di gocce di condensa l'acqua formata (abbassando la temperatura si raggiunge il punto di saturazione del vapore disciolto nel fluido); una volta deumidificata, l'aria incontra la batteria di riscaldamento vero e proprio, che la porta alla temperatura desiderata per il processo; prima di lasciare la UTA, l'aria passa attraverso dei filtri assoluti (categoria H13) i quali completano l'opera dei pre-filtri: da ciò si comprende molto bene quanto sia importante non immettere materiali che inquinerebbero la ricetta, anche in piccola percentuale, e quindi comprometterebbero la buona riuscita del ciclo di produzione.

In figura 2.8 è rappresentato il layout di un'UTA tipica.

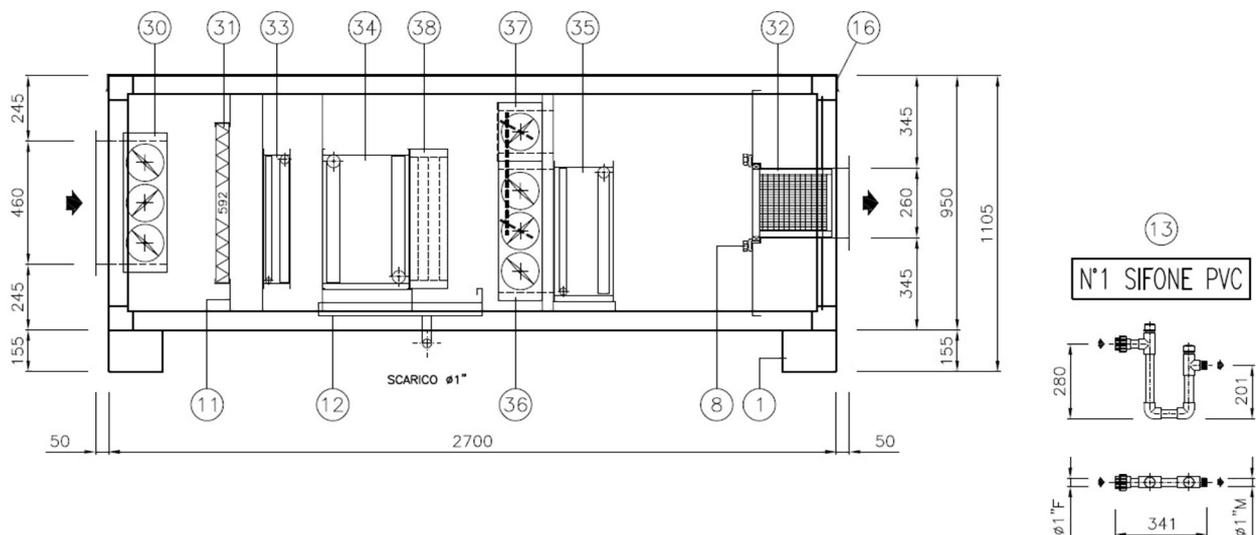


figura 2.8

Per scaldare l'aria si utilizzano scambiatori di Inox/Al ad alette a sei ranghi (due per il pre-riscaldamento) a vapore saturo a 3 bar: esso, percorrendo la superficie di scambio, cede calore, inizia a liquefarsi ed esce sotto forma di liquido saturo (se il dimensionamento è stato calcolato correttamente), il quale viene raccolto e, in alcuni casi, buttato, in quanto il circuito del vapore è di tipo aperto.

D'altro canto, le batterie di raffreddamento sono scambiatori di Cu/Al ad alette a otto ranghi alimentate da acqua gelida, la quale entra a 5°C ed esce a 9°C; subito a valle si trova il separatore do gocce che raccoglie la condensa formatasi sulle pareti dello scambiatore.

La portata massima d'aria che l'UTA può sopportare deve essere superiore a quella massima richiesta dalla macchina, perciò esse sono ampiamente sovradimensionate, e per questo motivo non lavorano quasi mai a pieno carico. Questo fattore è stato ovviamente tenuto in conto nei calcoli.

A maggior ragione, la portata massima supportata dal ventilatore deve essere ancora più grande, in modo da garantire un flusso continuo senza bloccare la linea.

Gli impianti dotati di UTA saranno oggetto di studio nell'ottica dell'energy saving, specialmente a taglie crescenti, in quanto essi presentano elevate quantità di fluidi termovettori e di processo che allo stato attuale dell'arte sono a perdere.

L'installazione dell'UTA non ha particolari restrizioni, ma il buon senso afferma che andrebbe installata il più vicino possibile alla macchina, in quanto ogni metro aggiunto di tubazione (pipe) che connette l'uscita dell'UTA all'ingresso macchina comporta come principale conseguenza la dispersione di calore e l'aumento di cadute di pressione, problemi che sono risolvibili con aumento dei costi di coibentazione, aumento delle potenzialità degli scambiatori di calore e aumento di prevalenza del ventilatore, il che si traduce in aumento dei costi d'installazione e di consumo.

2.5 Distribuzione di potenze ed energie

Aria e Ghibli, a differenza delle altre macchine, non hanno organi in movimento al loro interno di sostanziale potenza: ciò comporta una particolare distribuzione di potenze ed energie elettriche.

Un tipico ciclo di produzione completo comporta le seguenti fasi:

- Riscaldamento macchina: tale fase preliminare si tratta semplicemente di portare in temperatura d'esercizio la camera di lavoro vuota: dell'aria calda viene immessa per distribuire calore e asciugare qualsiasi traccia d'acqua rimasta; nel caso in esame tale fase dura 15 minuti.
- Carico prodotto e miscelazione: il prodotto, da granulare e miscelare, è caricato in macchine tramite aspirazione; inizia così la lavorazione vera e propria delle polveri, le quali sono investite dall'aria e raggiungono la temperatura di processo; questa fase dura mediamente cinque minuti e la portata d'aria in ingresso è minima.
- Spraying: le polveri iniziano a formare il granulato grazie alla soluzione legante pompata dalla pompa peristaltica e spruzzata dagli ugelli, mentre il letto fluido dà la forma e la

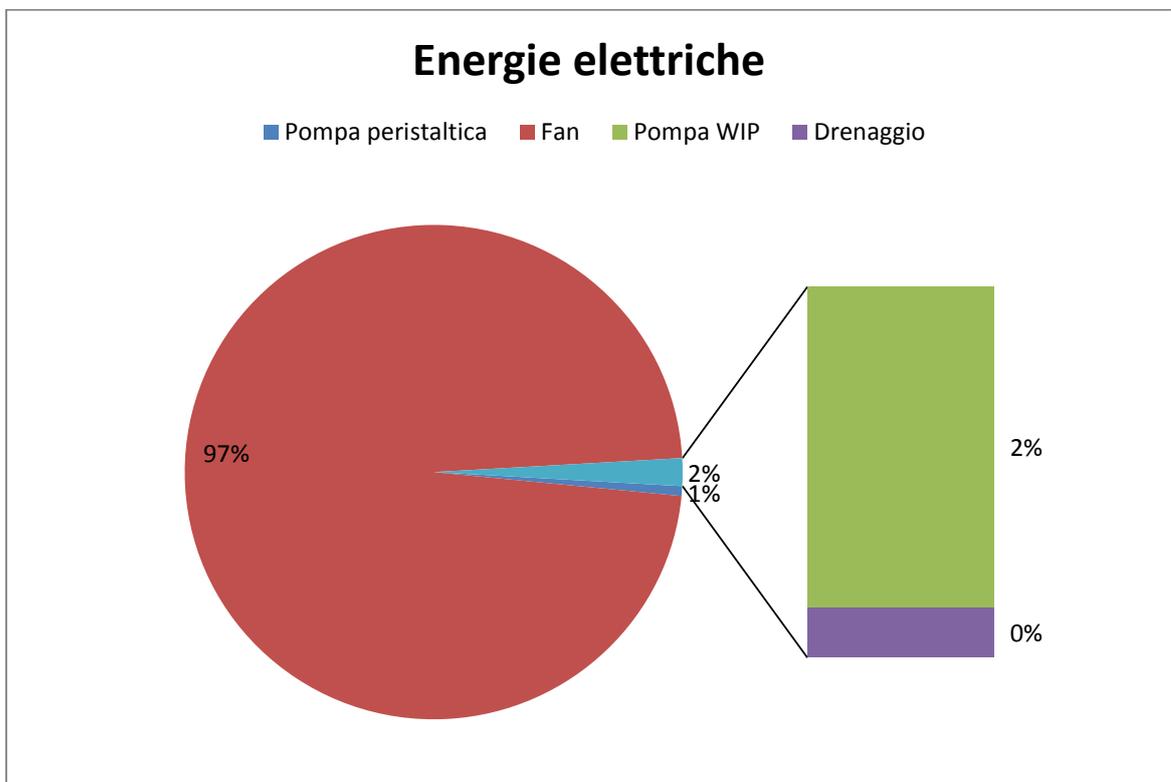
distribuzione voluta al prodotto che si sta formando. Si tratta della fase più lunga (non meno di due ore) e pertanto più energivora. Bisogna segnalare, però, che la portata d'aria è inferiore a quella della fase successiva, l'essiccamento. Questa è l'unica fase in cui si attiva la peristaltica.

- Essiccamento: un'elevata portata d'aria trattata investe il prodotto, asportandone l'acqua contenuta; in questa fase, della durata di 6-10 minuti circa, si richiede una temperatura dell'aria leggermente inferiore a quella di spraying, ma ciò non vale sempre: tutto dipende dalla ricetta farmaceutica che si sta seguendo, la quale cambia di farmaco in farmaco. In altri casi, ad esempio, si ha temperatura maggiore all'essiccamento rispetto la granulazione.
- Scarico prodotto: finito l'essiccamento, il prodotto viene aspirato dalla macchina, solitamente con un aspiratore esterno collegato alla bocca di uscita collocata sul basamento. Altrimenti si svuota il cestello utilizzando un apposito macchinario fornito da IMA S.p.A. . Tale fase dura non più di dieci minuti. Il prodotto è ora pronto a diventare una compressa.
- Lavaggio: una volta finito un ciclo produttivo, se si deve ripetere la stessa identica lavorazione, si può compiere ancora 2-3 volte, ma dopo di ciò (o se si deve seguire un'altra ricetta) è tassativo avviare il ciclo di pulizia della macchina: dapprima si avvia un ciclo di soffiaggio ad intermittenza atto a fare cadere la polvere rimasta attaccata in punti ciechi o sui filtri per poi farla depositare sul fondo del cestello, poi si avvia il WIP (washing in process) vero e proprio, dove gli ugelli spruzzano acqua e detergente ad elevate pressioni allo scopo di pulire l'interno della camera e dei filtri. L'acqua sporca si deposita sul basamento, dal quale, tramite una boccola, viene pompato in fognatura. Questa è l'unica fase in cui non viene fatta scorrere il flusso d'aria lungo l'impianto.
- Asciugatura: un flusso d'aria caldo e secco proveniente dall'UTA attraversa la macchina e la asciuga. L'operazione ha durata variabile a seconda di quanto è alta la temperatura d'ingresso dell'aria trattata: più è alta e meno tempo l'impianto dovrà restare acceso, ma d'altro canto aumentano così i costi per la produzione di vapore a parità di portata d'aria.

Definito il ciclo produttivo nelle sue sotto-categorie, è stata calcolata la potenza assorbita durante ciascuna di queste e misurato il tempo di durata, arrivando così a definire una mappatura delle energie in gioco. Per quanto riguarda le energie elettriche, anche se variabile, il consumo maggiore è senza dubbio il ventilatore che, nel caso della taglia 600, assorbe una potenza massima di 22 kW elettrici; la pompa peristaltica, invece, essendo molto minuta ha consumi pressoché trascurabili (0.37 kW consumano pochissima energia). Stessa cosa si può dire della pompa dedicata al drenaggio delle acque reflue e di quella per spruzzare acqua e detergente.

Sono quindi elencati i risultati dei calcoli di bilancio energetico ed i relativi grafici.

Energie elettriche		
	[KJ]	[Wh]
Pompa peristaltica	3840,6	1066,833
Fan	580522,8	161256,3
Pompa WIP	9045	2512,5
Drenaggio	1440	400



Pur tenendo conto del fatto che il FAN (ventilatore) funziona continuamente, ma a velocità variabile e ma al massimo delle sue capacità, esso rimane il componente più energivoro dell'impianto.

Dal punto di vista termico, invece, per ogni sotto-fase sono stati fatti bilanci energetici per scambio termico, partendo da umidità e temperatura dell'aria in ingresso, e sono stati calcolati tutti gli stati termodinamici prima e dopo ogni scambio energetico. I risultati sono visualizzati nelle tabelle.

Energia batteria pre-riscaldamento [kJ]

Fase riscaldamento	5058,263
Fase carico	371,4955
Fase spray	82102,73
Fase essiccamento	3661,063
Fase asciugatura	20614,2

Energia batteria raffreddamento [kJ]

Fase riscaldamento	7648,216
Fase carico	561,7102
Fase spray	103451,1
Fase essiccamento	4613,013
Fase asciugatura	38593,66

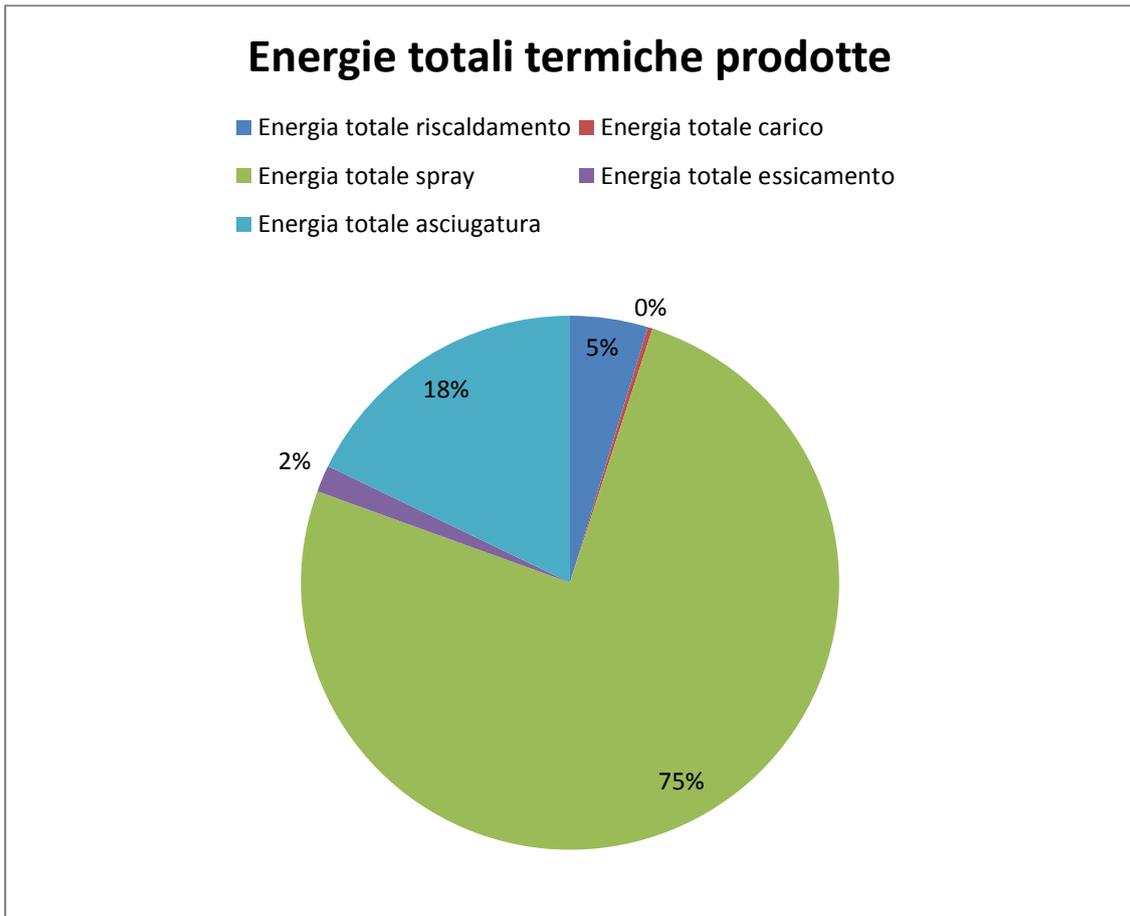
Energia riscaldamento [kJ]

Fase riscaldamento	26651,51
Fase carico	1517,823
Fase spray	452122,2
Fase essiccamento	5426,939
Fase asciugatura	150175,4

Per un totale di energia termica totale scambiata con il fluido di processo (ceduta e assorbita):

Energie totali termiche prodotte [KJ]

Energia totale riscaldamento	39357,99
Energia totale carico	2451,028
Energia totale spray	637676
Energia totale essiccamento	13701,02
Energia totale asciugatura	150175,4



IMA S.p.A. non si occupa di procurare il vapore e l'acqua gelida per alimentare gli scambiatori: ciò è a carico del cliente; in altre parole, come saranno procurati tali fluidi vettori non è un tema affrontabile in questo studio, in quanto non è di competenza dell'azienda (il layout che sarà mostrato tra poco lo confermerà). Tuttavia si può calcolare lo stato termodinamico di tali fluidi prima e dopo lo scambio di calore e quindi determinare se essi sono fattibilmente riutilizzabili. Questo tema sarà approfondito più avanti. Per concludere, in figura 2.9 è mostrato un tipico layout dell'impianto di una macchina Aria.

Macchine per la sola granulazione: Roto Mix

3.1 Presentazione della macchina: la famiglia Roto Mix

Il presente studio riguarda la famiglia di macchine granulatrici Roto Mix; se ne riportano due immagini in figura 3.1. Sono macchine di processo per la produzione e lavorazione di polveri per uso farmaceutico, le quali saranno compattate per costituire la classica compressa, oppure andranno a riempire i due semi-gusci per costituire la capsula.



figura 3.1

Come già accennato, la famiglia Roto Mix è imparentata con la Roto Cube: a parte la forma esterna, entrambe presentano gli stessi attuatori principali e si basano sullo stesso principio, e cioè granulare i componenti polverosi che si mescolano tra loro nella voluta composizione percentuale grazie all'azione meccanica della pala principale (impeller) e del frantumatore (chopper, posizionato in maniera differente rispetto la camera di lavoro), il quale evita che si formino conglomerati troppo grossolani.

Nonostante queste somiglianze, le due macchine si differenziano molto su due aspetti principali: per prima cosa, i componenti meccanici della Roto Mix non sono azionati da motori idraulici, bensì da motori elettrici; secondo, essa non è dotata come l'altra di uno skid di termoregolazione: la Roto Mix, perciò, può solo granulare e mescolare il prodotto, ma demanda ad un'altra macchina la fase di essiccamento. A tale proposito, essa è stata concepita per essere affiancata ad una corrispettiva macchina essiccatrice a letto fluido, tramite un I-MILL posto in linea, che completi le lavorazioni e costituisca insieme un impianto continuo di lavorazione dei farmaci solidi, in un'ottica di pseudo-catena di montaggio. Si cerca sempre di posizionare la Roto più in alto della macchina successiva, per facilitare lo scarico da essa in quanto la gravità facilita tale operazione.

In figura 3.2 è mostrato un esempio.

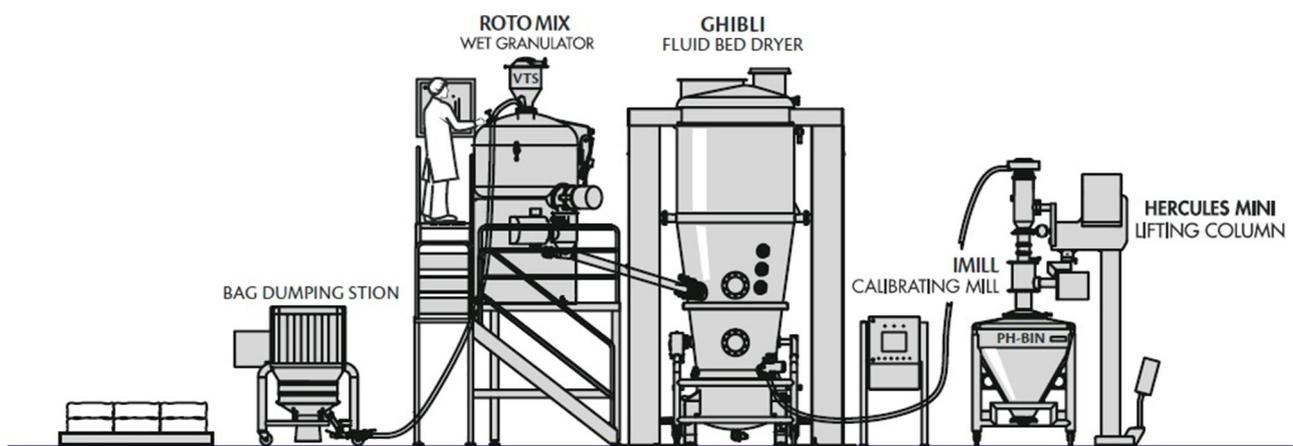


figura 3.2

Le macchine Roto Mix, prodotte per taglie esattamente come le Cube, sono perciò molto più semplici dal punto di vista costruttivo e, di conseguenza, meno costose.

Anche la Roto Mix è progettata e costruita secondo la logica “through the wall”, cioè si separa un'area tecnica, dove viene installata la potenza elettrica e le componenti di servizio, da un'area di processo dove avviene la formazione del prodotto. Il tutto è schematizzato in figura 3.3.

3.2 Il Processo produttivo ed le principali funzionalità

La polvere viene formata in più step; il primo è la l'introduzione del componente principale e l'aggiunta dei rispettivi eccipienti e principi attivi, dopo di che comincia la fase di miscelazione a secco, in cui si genera il mix di componenti nel recipiente. Al termine della miscelazione inizia la granulazione ad umido, ovvero si impostano i parametri di temperatura e pressione nel recipiente necessari al processo, la densità cresce, l'impeller esercita la coppia proporzionale alla densità del

prodotto; contemporaneamente il chopper controlla la granulometria tritando i grani di dimensione maggiore di quella prevista. Il prodotto viene poi scaricato.

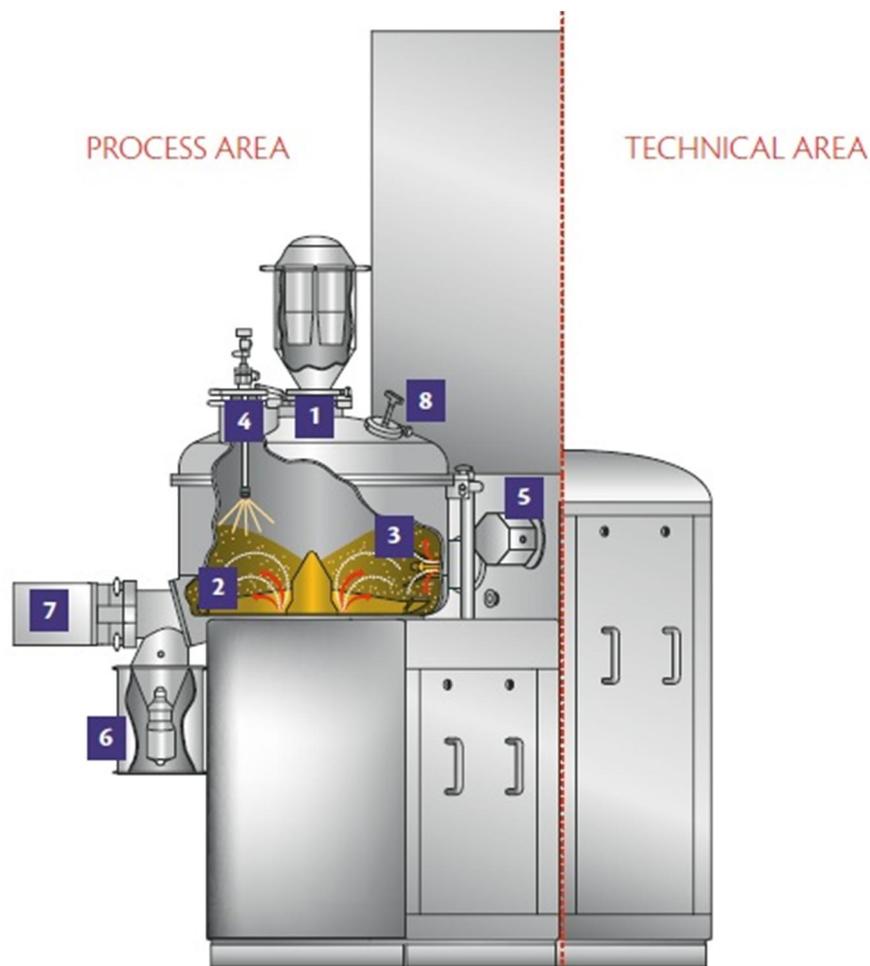


figura 3.3

Il gruppo uno rappresenta il sistema di carico prodotto a vuoto, detto *Vacuum Transport System* (VTS), apparecchiatura che carica il prodotto aspirandolo dal suo contenitore grazie al vuoto spinto creato nella camera di lavoro. In alcuni casi, soprattutto per taglie piccole, il carico può essere fatto per gravità.

Il secondo rappresenta l'impeller che è il responsabile della miscelazione-granulazione della polvere. Applica i parametri di processo in termini di coppia, numero di giri e potenza necessari al prodotto per raggiungere la corretta consistenza; sotto di esso fluisce un flusso d'aria proporzionale al peso del prodotto, tale da impedire il trafilamento di polvere sotto la pala.

Il terzo gruppo è quella adibita alla frantumazione, svolta dal gruppo CHOPPER: questo è il responsabile della granulometria, ovvero della misura e dell'uniformità dei grani di prodotto al termine del processo di formazione.

Il quarto rappresenta il gruppo di pompaggio e spruzzo della soluzione legante per fare agglomerare i grani che si stanno formando; tempi e quantità del dosaggio sono stabiliti dalla ricetta farmaceutica che si sta seguendo.

Il gruppo cinque rappresenta la pompa peristaltica, la quale si occupa di dosare e immettere nella miscela l'acqua (la granulazione si dice infatti "wet granulation").

Il sesto rappresenta il gruppo I-MILL, responsabile dello scarico del prodotto e dell'acqua reflua di lavaggio; esso collabora strettamente con la valvola di scarico (figura 3.4), accuratamente disegnata con curvatura ampia radiale (come il recipiente) concepita appositamente per evitare e prevenire che il prodotto si "incastrì" all'interno del recipiente e degli scarichi (fare scorrere le polveri è molto complicato, per il motivo che sono altamente viscoso e coese tra loro): essa funziona con un pistone pneumatico e fa tenuta quando è chiusa, per poi essere facilmente aperta quando si vuole scaricare il prodotto. La sua forma ne facilita ulteriormente la pulizia e ispezioni varie.



figura 3.3

L'ultimo gruppo, l'ottavo, rappresenta un semplice oblò dotato di lampadina che permette all'operatore di monitorare visivamente l'andamento della lavorazione.

3.3 Distribuzione di potenze ed energie

Le fasi di lavorazione del ciclo della macchina sono identiche a quelle della Cube: apertura coperchio (tramite motoriduttore e martinetto elettrici), carico prodotto, chiusura coperchio, mixing secco delle polveri, immissione d'acqua e legante nel recipiente e massing del tutto, cioè granulazione bagnata. Un tipico ciclo dura non più di trenta minuti.

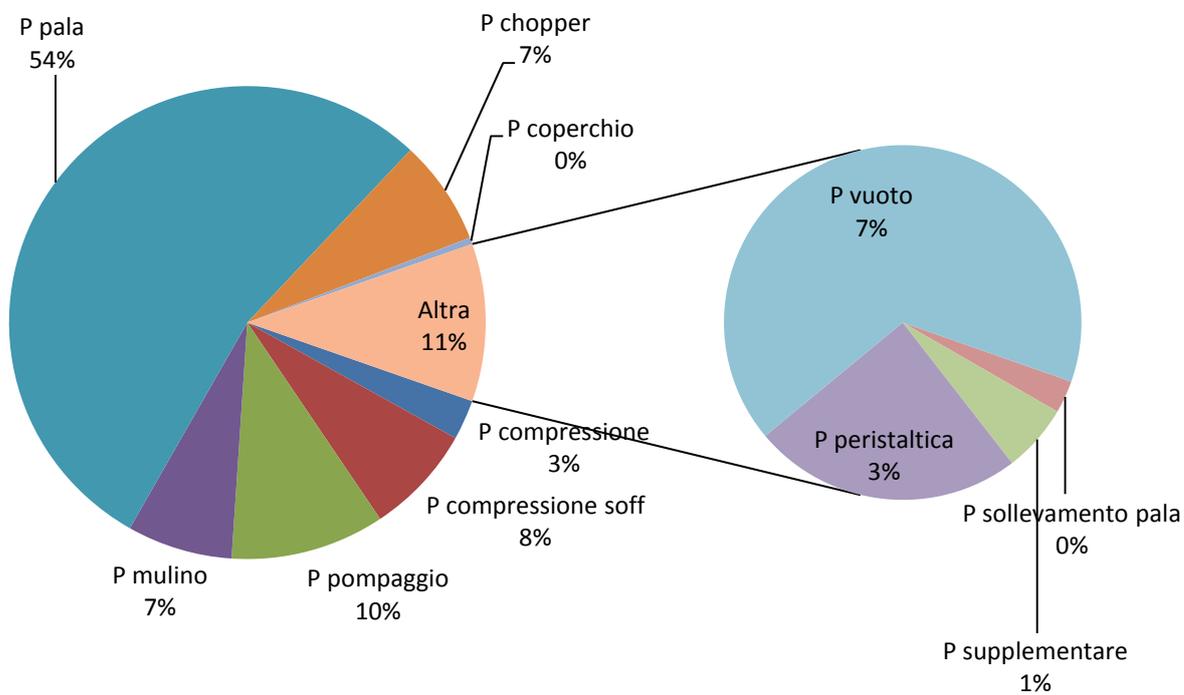
La macchina necessita di aria compressa per i gruppi pneumatici e le valvole e acqua, oltre che per il processo, per pulire la macchina dopo il ciclo di produzione. Tali fluidi sono a carico del cliente e perciò al di fuori delle responsabilità di IMA S.p.A. .

Detto questo, ogni singola utenza necessita di sola energia elettrica: per tale motivo, ogni componente energivoro è stato studiato e sono stati calcolati i consumi specifici e totali di potenza ed energia elettrica assorbite a prescindere dalla taglia.

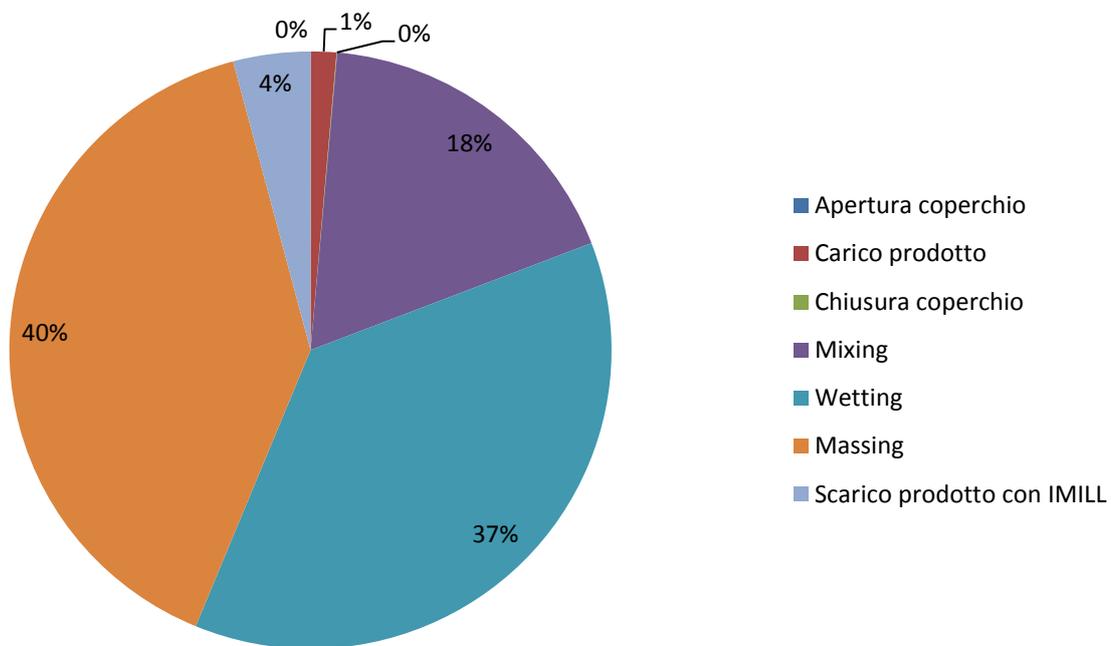
Tali valori numerici sono riportati qui sotto.

Fase	Durata funzionamento [min]				Energia elettrica consumata [KJ]	[wh]
Apertura coperchio	0,5				18,6	5,166667
Carico prodotto	3				786,6	218,5
Chiusura coperchio	0,5				18,6	5,166667
Mixing	5				10311	2864,167
Wetting	10				21504	5973,333
Massing	10				23022	6395
Scarico prodotto con IMILL	10				2400	666,6667

Potenze elettriche Rotomix



Energie elettriche Rotomix 600



L'impeller risulta assorbire circa la metà di tutta la potenza installata nell'impianto, seguito dagli altri utensili elettromeccanici con potenze paragonabili tra loro; anche se durano uguale tempo, la fase di wetting e massing assorbono un po' di energia in più in quanto il prodotto è pregno d'acqua, quindi più denso e pesante, obbligando la pala ad esercitare una coppia maggiore.

Bisogna fare notare che il chopper è in funzione solamente durante la fase di massing, comportando così un maggior utilizzo di energia.

3.4 Lavaggio

Anche la Roto Mix è dotata di un sistema WIP: acqua e detergente di lavaggio sono introdotti da appositi ugelli posti nella pala principale e nel chopper mentre questi ultimi vengono fatti girare ad alta velocità, in modo da creare turbolenze nel fluido e fargli raggiungere punti difficili all'interno della camera. Altri ugelli sono posti in punti strategici e critici, come all'interno del VTS o quelli puntati sulla doppia pala del mulino; le acque reflue sono espulse dal condotto di scarico del prodotto. In figura 3.4 è mostrato un disegno esplicativo.

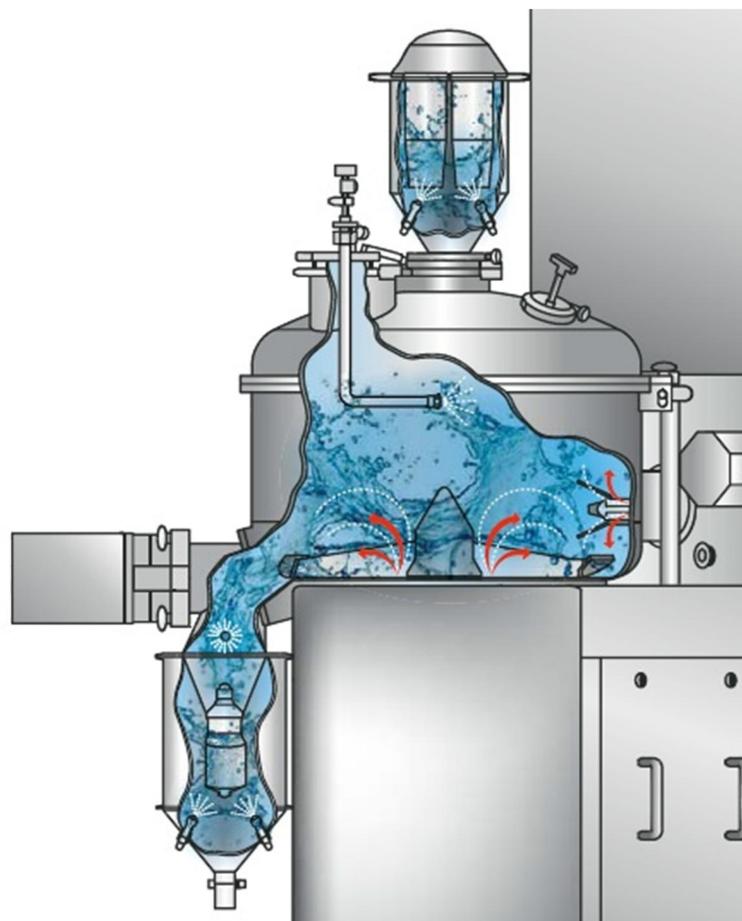


figura 3.4

Dell'aria compressa viene poi usata a getti intermittenti per soffiare le linee. Per questo tipo di macchina i consumi sono ridotti.

In conclusione, la macchina Roto Mix risulta essere la meno dispendiosa sia dal punto di vista dei costi che da quello della spesa energetica e degli sprechi. D'altro canto essa va affiancata ad una macchina essiccatrice per completare il ciclo di produzione (solitamente Aria o Ghibli), con il beneficio però di avere una linea produttiva più veloce rispetto il solo utilizzo di una macchina a letto fluido o di una sola Roto Cube.

Macchine per la formazione di compresse

Comprimitrice rotativa

4.1 Architettura delle comprimitrici rotative

Le comprimitrici rotative mantengono quasi tutte la stessa architettura costruttiva, con poche eccezioni.

Una giostra è formata da tre dischi sui quali vengono alloggiati punzoni e matrici. Le matrici sono posizionate sul disco intermedio, in apposite sedi, e vengono fermate da grani che si impegnano in un'apposita gola sulla superficie stessa e qualora le compresse da produrre non fossero assialsimmetriche, sarà da prevedere un dispositivo anti-rotazione della matrice stessa. Sul disco superiore sono ricavate le sedi di scorrimento dei punzoni superiori, analogamente sul disco inferiore.

Sopra e sotto il tamburo sono presenti le camme circolari che impongono il moto ai punzoni e le ruote di compressione che, opportunamente regolate in altezza, trasferiscono al punzone la forza di necessaria a comprimere la polvere. Ormai in tutte le macchine è presente anche una seconda coppia di ruote che operano una precompressione della polvere per eliminare l'aria in eccesso ottenendo così un migliore prodotto in uscita dalla macchina e diminuendo i rischi legati all'intrappolamento di aria e fini (*capping*).

L'alimentazione della polvere nelle matrici avviene nella maggioranza dei casi tramite alimentatori a gravità composti da una tramoggia alla base della quale due ruote stellate mantengono la polvere in movimento mentre le matrici vuote passano sotto di esse venendo riempite. Fuori dalla zona di riempimento vi sono da una parte una lama che pareggia la polvere caricata portandola a filo del piatto e dall'altra un riscontro fisso col compito di staccare la compressa dal punzone inferiore portandola nella zona di espulsione.

Esiste un'alternativa all'alimentatore tipo a gravità, rappresentato dall'alimentatore centrifugo. In questo caso la polvere viene caricata nella parte centrale del tamburo che ha il fondo conico e dal quale partono dei canali radiali che mettono in comunicazione la zona di alimentazione con le matrici (che in questo caso hanno una luce di alimentazione). La polvere fluisce nelle matrici per effetto della forza centrifuga, migliorando il riempimento all'aumentare della velocità di rotazione.

Il tamburo è motorizzato tramite un motore elettrico (un motore *torque* in caso di azionamento diretto o un coppia motoriduttore nel caso di azionamento tradizionale) che deve avere potenza

sufficiente a vincere la coppia che si genera quando un punzone passa sotto la ruota di compressione (generando una spinta sulla polvere fino a valore dell'ordine di 80-100 kN).

La macchina è corredata dall'elettronica di controllo che ha il compito di regolare i diversi parametri come la velocità di rotazione, la profondità delle ruote di compressione, la regolazione del riempimento delle matrici in funzione del prodotto da ottenere e della polvere da comprimere.

A seconda del produttore e delle esigenze del cliente all'architettura base possono essere connessi differenti accessori quali sistemi per il lavaggio in linea, sistemi di controllo qualità delle compresse (metal detector, bilancia, visori ottici, ...), strumentazione di zone critiche tramite celle di carico (ad esempio per monitorare la compressione), dispositivi di contenimento, eccetera.

4.2 Fasi della compressione

In figura 4.1 è possibile osservare lo schema di funzionamento generale di una comprimitrice rotativa. Le camme cilindriche sono state linearizzate per visualizzarne meglio l'andamento.

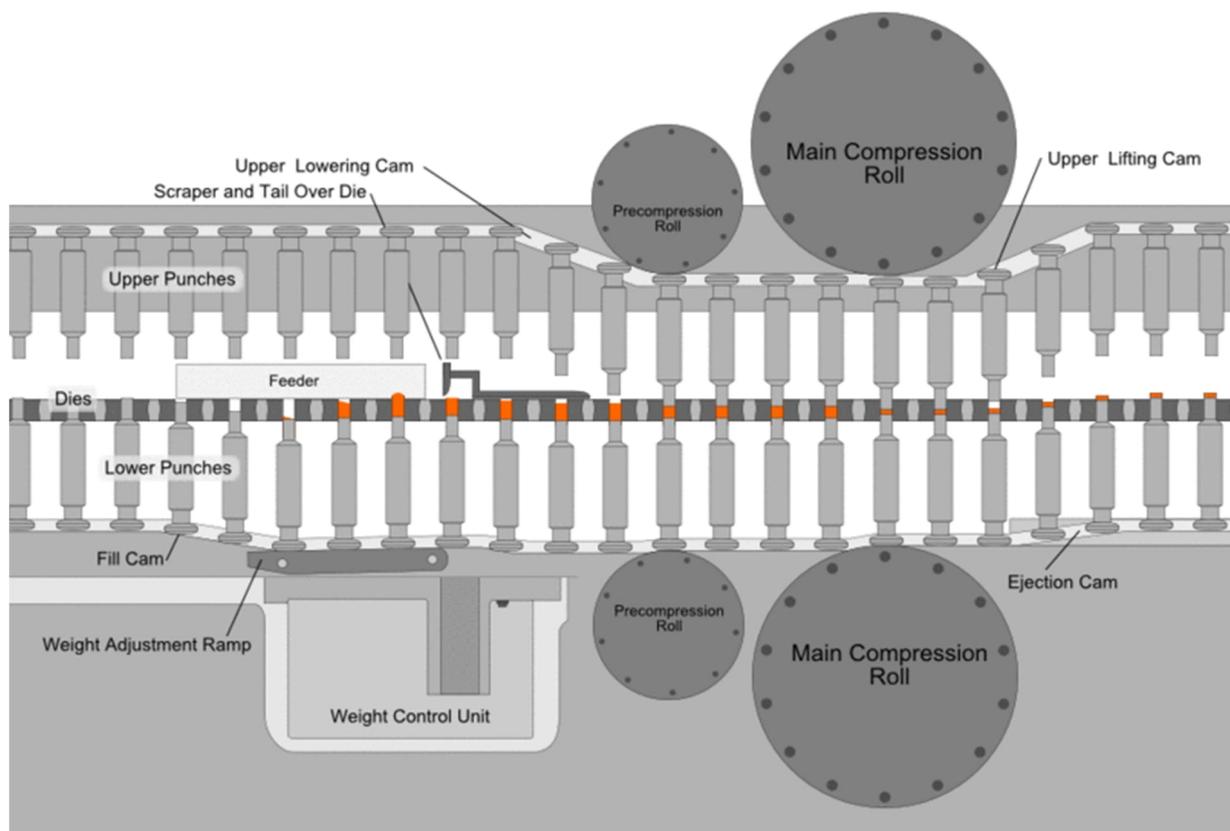


figura 4.1

All'inizio del ciclo il punzone superiore resta sollevato per non interferire con le operazioni di riempimento della matrice, mentre il punzone inferiore, che inizialmente si trova a filo del piano superiore della matrice, scende comandato dalla camma di riempimento (*fill cam*) quando si trova

nella zona di alimentazione del granulato (*feeder*). Successivamente la camma di regolazione del peso (*weight control unit*) fa risalire il punzone inferiore di una quota impostata, isolando il volume di farmaco e regolando quindi il peso finale della compressa. Un raschiatore (*scraper*) elimina il volume in eccesso e la camma inferiore fa scendere leggermente il punzone per evitare che della polvere possa fuoriuscire dalla matrice per effetto della forza centrifuga.

Il punzone superiore viene ora fatto penetrare nella matrice (*upper lowering cam*), e sulla polvere viene eseguita una precompressione, tramite una coppia di ruote (*precompression roll*) agenti sui punzoni, per dare una prima compattazione e far fuoriuscire l'aria in eccesso intrappolata nel granulato. A valle di quest'ultima fase avviene la compressione principale sempre mediante una coppia di ruote (*compression roll*) che stabilizzano la polvere.

Per poter espellere il prodotto finito il punzone superiore viene sollevato liberando la matrice (seguendo la *upper lifting cam*) mentre il punzone inferiore viene guidato dalla camma (*ejection cam*) spingendo la compressa lungo la matrice fino alla faccia superiore dove viene raschiata e gettata in zona di raccolta.

Si è illustrato il processo generale di compressione del granulato, il quale può differire leggermente a discrezione del produttore della macchina: l'alimentazione può essere centrifuga, le ruote di compressione possono essere mobili per prolungare il tempo di massima compressione, ecc...

4.3 Punzoni e matrici

Gli utensili di produzione di compresse (punzoni e matrici) hanno dimensioni e forme standardizzate, anche se non mancano casi di attrezzature specifiche per determinate macchine. Tale standardizzazione ha portato innegabili vantaggi in termini di costi di produzione sia degli utensili che delle macchine, costi e tempi di cambi formato, uniformità della qualità delle compresse prodotte, eccetera. In figura 4.2 sono visualizzati alcuni esempi e relativa terminologia.

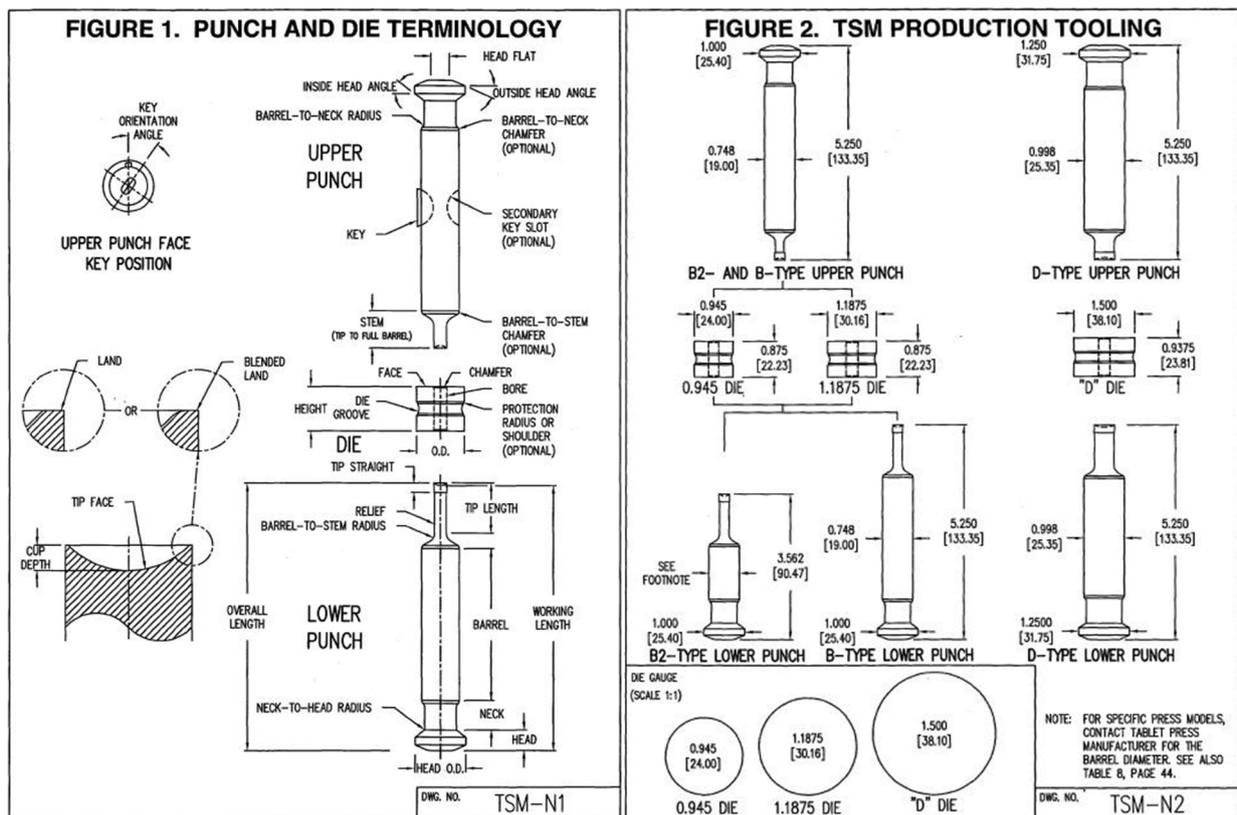


figura 4.2

La lunghezza di lavoro (*working length*) è la prima dimensione direttamente responsabile del risultato finale in termini di durezza, peso, spessore della compressa e indica la lunghezza dal piano della testa (*head flat*) al fondo della coppa (*cup*). Variazioni di questa dimensione si ripercuotono direttamente sulle caratteristiche finali della compressa e in caso di produzione di compresse di piccole dimensioni (<100 mg), anche piccole variazioni della lunghezza di lavoro generano sensibili variazioni di peso.

La profondità della coppa (*cup depth*) non è direttamente responsabile dello spessore della compressa finita, ma variazioni di questa dimensione potrebbero ripercuotersi sulla durezza del prodotto. Anche in questo caso l'influenza della variazione è maggiore nelle compresse di minor peso.

Il tempo in cui i punzoni si trovano in condizione di massima compressione è definito come *dwell time*, influenza direttamente la durezza e lo spessore del prodotto finale ed è direttamente dipendente dalla velocità di rotazione della macchina e dal diametro del piano della testa (*head flat diameter*). Quest'ultimo parametro, misurato prima della lavorazione del raccordo finale, vale 0.5" o 0.75" rispettivamente per i punzoni di tipo B e D. È pratica comune rilavorare la testa del punzone per aumentarne la vita, ma ciò influenza direttamente la lunghezza di lavoro. Qualora fosse

necessario lavorare solo alcuni punzoni, si dovrà eseguire lo stesso intervento su tutto il set per evitare variazioni delle caratteristiche delle compresse prodotte dalla macchina.

Tra le varie possibilità di personalizzazione di punzoni e matrici vi possono essere:

- Testine multiple (*multiple punch tips*) studiate per soddisfare le crescenti esigenze di produttività, le quali, lavorando più di una compressa per ogni coppia di punzoni, comportano però un aumento di stress meccanico sulla testa del punzone e, quindi, sulle camme e le ruote di compressione della macchina. Inoltre devono essere studiati i raschiatori per garantire il distacco di tutte le compresse in fase di uscita;
- Para-polveri e mantici per proteggere il granulato da contaminazioni esterne, per esempio oli lubrificanti, provenienti dalla macchina;
- Differenti posizionamenti e tipi di linguette anti rotazione da applicare sullo stelo per prevenire rotazioni relative tra punzoni e matrici di forme non circolari che danneggerebbero gli utensili e la macchina al momento dell'interferenza. Tali rotazioni devono essere impedito anche nel caso di punzoni circolari ma provvisti di tacca di incisione da imprimere sulla compressa;
- Teste rotanti per distribuire le sollecitazioni e, quindi, l'usura su tutta la superficie della stessa testa. Questa opzione può essere realizzata anche su punzoni con linguette i quali, ovviamente, non saranno monolitici ma composti;
- Matrici con inserto in carburo o materiale ceramico (*lined dies*) per prolungare la vita dell'utensile diminuendone l'usura. Questo tipo di matrici sono sconsigliate nell'applicazione in campo farmacologico a causa della non conduttività del materiale ceramico, infatti un'eventuale contaminazione del prodotto non sarebbe rilevabile tramite metal detector;
- Matrici con una certa conicità (*tapered dies*) per favorire l'uscita dell'aria dal granulato in fase di precompressione e della compressa in fase di espulsione diminuendo le tensioni lungo la parete della matrice e, quindi, diminuendo (se non eliminando) difetti come laminazione o *capping*.

Gli acciai usati per la costruzione dei punzoni devono essere scelti accuratamente a causa delle forti sollecitazioni cui sono sottoposti, a differenza delle matrici che risultano essere meno stressate durante la produzione.

Il manuale TSM suggerisce i diversi acciai secondo la nomenclatura americana AISI. In particolare come acciai di impiego generico sono suggeriti acciai di classe S – S1 (UNI 5WCrV8KU), S5 (UNI 58SiMo8KU), S7 – e acciaio inox AISI 408. Questi acciai sono ampiamente utilizzati grazie alla loro buona tenacità (maggiore nel caso del 408) e resistenza all'usura (superiore nel caso dei classe S che stanno soppiantando il 408).

Acciai di grado A2, D2, D3 sono acciai ad elevato contenuto di carbonio e di cromo, con un'ottima resistenza all'usura. In particolare il grado D3 identifica il metallo con la maggiore resistenza a quest'ultima, ma a causa della sua relativamente bassa tenacità, si presta quasi esclusivamente alla realizzazione di matrici. Per la costruzione di punzoni si può fare affidamento sull'acciaio di classe D2, con migliore tenacità ma una lieve minore resistenza all'usura, facendo attenzione però a non realizzare una forma particolarmente fragile. L'acciaio di grado A2 identifica infine un materiale con buone caratteristiche intermedie tra gli acciai comuni di classe S e gli alto legati di classe D e può essere usato indifferentemente per la realizzazione di punzoni o di matrici.

Qualora si abbiano particolari esigenze di resistenza all'usura si può ricorrere a matrici con inserto in materiale ceramico, materiale che può essere usato anche nella realizzazione di testine di punzoni (*cup*) in applicazioni in cui la rottura fragile dovuta alle alte forze di compressione sia meno probabile. Le realizzazioni in materiale ceramico (a.e. carburi di tungsteno) sono le più durature e le più costose e il loro utilizzo dev'essere attentamente valutato.

Con l'utilizzo di sostanze particolarmente corrosivo, qualora non fosse sufficiente un acciaio 408, è possibile usare l'acciaio inossidabile 440C. Con sua buona resistenza all'usura, ma con una relativamente bassa tenacità, si presta alla costruzione di punzoni a patto di rinforzare a dovere le zone che potrebbero risultare fragili.

È possibile migliorare le prestazioni degli utensili utilizzando acciaio raffinato. Il processo di raffinazione consiste nella fusione del lingotto in apposita atmosfera in modo da diminuirne le impurità. Il raffreddamento controllato garantisce l'ottenimento di un acciaio con grano più fine e minor presenza d'inclusioni che comportano zone di concentrazione di tensioni meccaniche e termiche. L'utilizzo di acciai raffinati porta alla realizzazione di utensili con una vita più lunga, una minore resistenza all'usura, minori casi di rottura dell'estremità, maggiore capacità di carico e maggiore resistenza a fatica. L'inevitabile costo maggiore degli utensili in acciaio raffinato è ampiamente recuperato in quanto si diminuiscono i fermi macchina dovuti alla rottura o all'usura degli utensili in acciaio "standard" e si può aumentare la produttività della macchina.

In figura 4.3 è mostrato il confronto tra le caratteristiche di tenacità e di resistenza all'usura per le diverse tipologie di acciai illustrate.

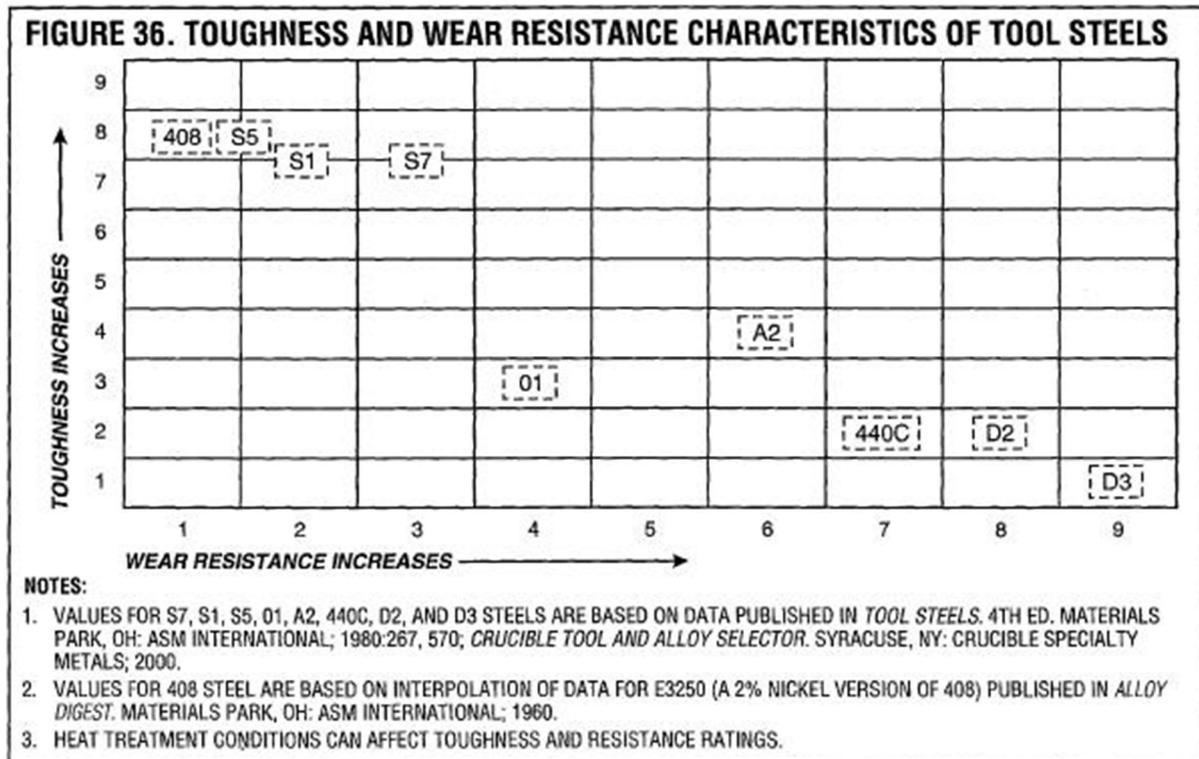


figura 4.3

Possono essere usati differenti tipi di trattamento superficiale o rivestimento (*coating*) per migliorare la resistenza alla corrosione, la resistenza all'usura o la lubrificazione. Tra i più comuni si elencano placcatura (cromatura o nichelatura, quest'ultima con l'aggiunta di PTFE per migliorare la scorrevolezza o di boro per aumentarne la durezza), deposizione fisica da vapore (*physical vapor deposition*, per rivestimenti ceramici al nitruro di titanio, nitruro di cromo o *diamond-like carbon*) eventualmente assistita da fascio ionico (*ion beam enhanced deposition* per un trattamento a temperature sensibilmente inferiori rispetto al PVD, con differenze nell'ordine dei 700-1000K).

I rivestimenti utilizzati non devono peggiorare la finitura superficiale della faccia del punzone: qualora dovessero peggiorarla darebbero origine a fenomeni di adesione delle polveri, peggiorando il funzionamento della macchina. Devono inoltre avere durezza superficiale superiore rispetto al materiale del punzone e devono avere un'ottima adesione, senza il rischio di distacco di scaglie che inquinerebbero il prodotto in lavorazione. Il rivestimento dev'essere uniformemente distribuito su tutta la superficie, senza zone di vuoto per non pregiudicare la protezione dalla

corrosione. Devono infine essere compatibili con la polvere in lavorazione secondo gli standard dell'industria farmaceutica o alimentare.

I processi di *coating* devono essere compatibili con gli utensili sui quali avviene la deposizione, evitando di modificarne le dimensioni, di generare distorsioni o di variarne le proprietà meccaniche del materiale. Un trattamento PVD, ad esempio, eseguito a 1200°C potrebbe danneggiare un eventuale trattamento termico dell'acciaio su cui avviene la deposizione.

4.4 Compresse

La produzione di compresse con una forma o in generale un design unico può significativamente accrescere le possibilità di riconoscimento di un particolare prodotto da parte dell'acquirente.

L'unicità di un design è però limitata da fattori, quali la forza di compressione necessaria, le caratteristiche della formulazione della polvere, le performance degli utensili, la capacità della compressa di resistere alle successive fasi di *coating*, *handling* e *packaging*.

La scelta di una particolare forma della compressa potrebbe influenzare la produttività della comprimitrice se non arrivare a danneggiare gli utensili o la comprimitrice stessa. Tra gli effetti negativi di un'errata progettazione della forma della compressa possono verificarsi:

- Contaminazioni del prodotto da parti metalliche staccatesi da punzoni o matrici;
- Deformazioni della compressa dovute al danneggiamento degli utensili e successivo rifiuto da parte del controllo di qualità;
- Costosa lavorazione delle compresse scartate (macinazione e rimessa in circolo della polvere);
- Rischio di rottura delle compresse durante il processo di *packaging* che porterebbe a scarti dal controllo qualità o danneggiamento dell'immagine nel caso di immissione del prodotto sul mercato;
- Maggiori costi di lavorazione che potrebbero portare il prezzo finale del prodotto fuori dal range di competitività con i concorrenti.

La normativa impone che tutti i prodotti somministrabili per via orale debbano riportare un codice applicato sul prodotto stesso o su altre parti, che riporti il produttore, l'approvazione per la

commercializzazione da parte dell'ente certificatore, ecc. Diversi fattori possono influenzare l'applicazione di questo codice sulla compressa stessa.

La formulazione del granulato potrebbe avere delle caratteristiche di compressibilità incompatibili col risultato che si vuole ottenere: potrebbe essere necessaria un'eccessiva forza di compressione, potrebbero verificarsi fenomeni d'incollaggio delle compresse ai punzoni, potrebbe manifestarsi un'eccessiva usura degli utensili. Le caratteristiche di comprimibilità della ricetta sono da tenere in considerazione perché potrebbero stabilire parametri come la zona di applicazione dell'identificativo o la profondità dello stesso.

La superficie massima sulla quale è possibile imprimere un identificativo dipende dalla forma stessa della compressa. Le facce dei punzoni vengono opportunamente lavorate con altri utensili che vi incidono il negativo dell'identificativo stesso e spesso la creazione di questi utensili limita la libertà di design. La massima superficie utile per l'applicazione di un'incisione (*embossing*) o di un rilievo (*debossing*) è rappresentata dalla percentuale di area che produce la minor distorsione della profondità dell'identificativo. L'estensione e la forma di tale superficie determinano le massime dimensioni dello stesso *emboss* o *deboss*.

Si intuisce immediatamente che il raggio della coppa della compressa influenza direttamente quest'ultima superficie: una compressa di tipo *shallow* avrà sicuramente un'area disponibile maggiore di una compressa *extra-deep*.

È inoltre necessario semplificare il più possibile la forma dell'identificativo da apporre, evitando spigoli vivi, semplificando i caratteri o i disegni, tenendo conto della distorsione dovuta all'eventuale non planarità della superficie su cui viene applicato.

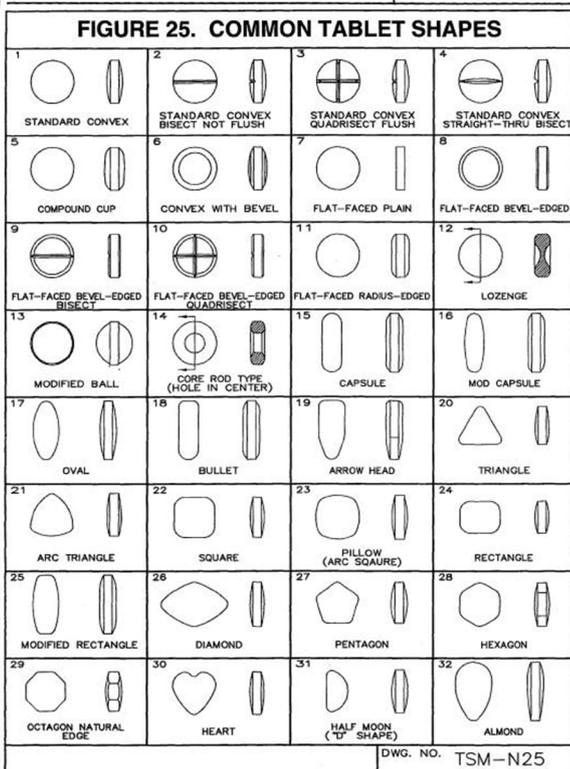
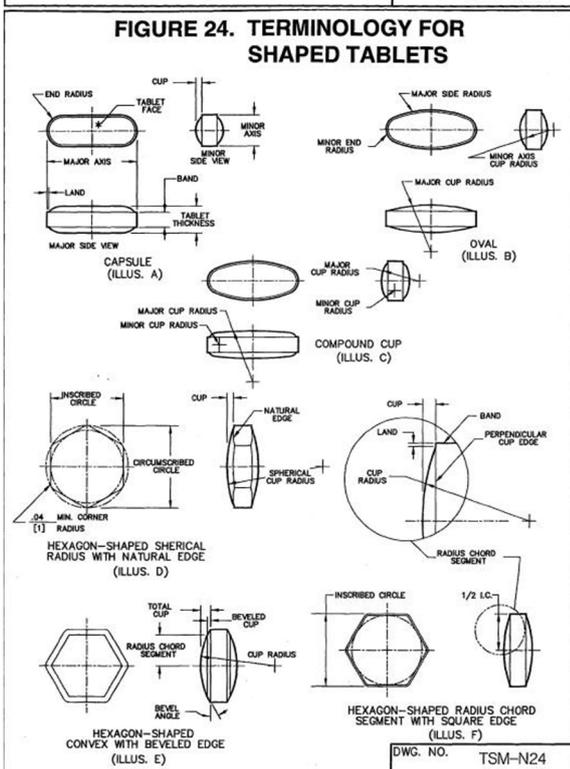
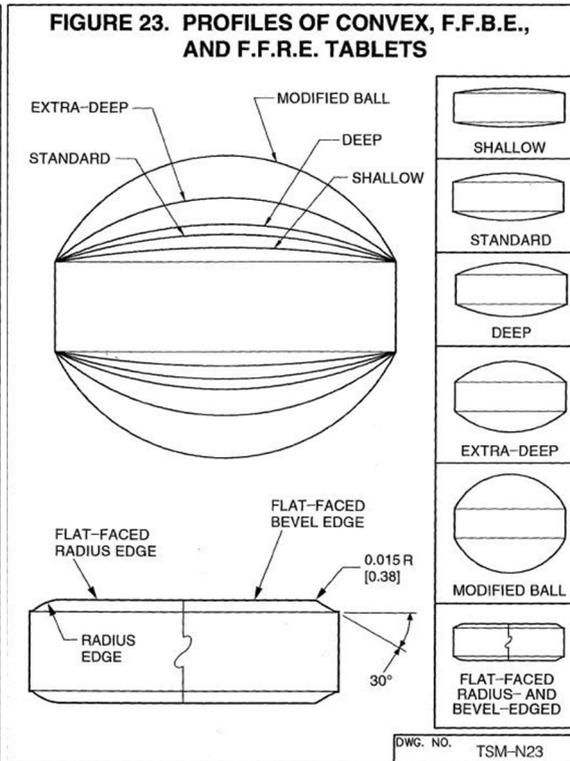
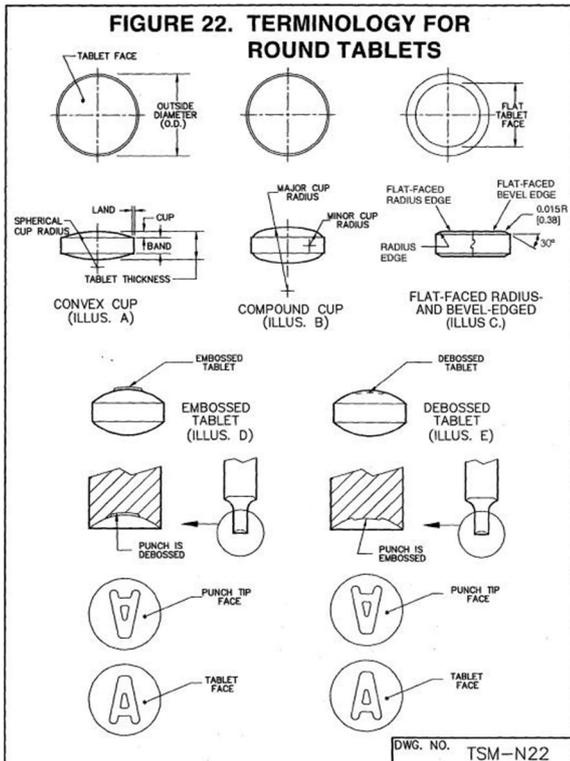


figura 4.4. – Terminologie, profili e forme delle più comuni compresse commerciali

Non è sempre possibile, inoltre, applicare marchi su qualunque zona della superficie utile: potrebbe verificarsi, infatti, il caso in cui una zona risulti particolarmente soffice e un logo ivi applicato genererebbe fenomeni di *sticking* danneggiando il prodotto finale. Per limitare o eliminare questi

effetti, occorre un'accurata progettazione della forma del marchio, ad esempio aumentando gli angoli di applicazione o diminuendone la profondità, o combinando questi fattori.

È possibile imprimere una tacca per facilitare la rottura della compressa creando una zona in cui si concentrano le tensioni. La scelta del tipo di tacca da incidere dipende ovviamente da fattori tra cui la forma, la durezza e lo spessore della compressa stessa.

In generale è bene che la tacca sia incisa dal punzone superiore, e non da quello inferiore, per evitare problemi in fase di espulsione della compressa che potrebbe manifestare *sticking*. Tuttavia le considerazioni variano caso per caso: nel caso in cui la compressa abbia una grande quantità di caratteri incisi o in rilievo, potrebbero essere questi ultimi a manifestare problemi di distacco.

Vi sono due principali forme per le tacche di bisezione di compresse convesse: *protruding bisect* e *cut through bisect*. La differenza fondamentale sta nel fatto che la prima ha profondità costante e segue la curvatura della coppa della compressa, mentre la seconda è parallela al piano di mezzeria e ha altezza maggiore al centro. Quest'ultima facilita la divisione della compressa, mentre la prima facilita la separazione in parti uguali, prolungando l'incisione anche sulla banda laterale della compressa.

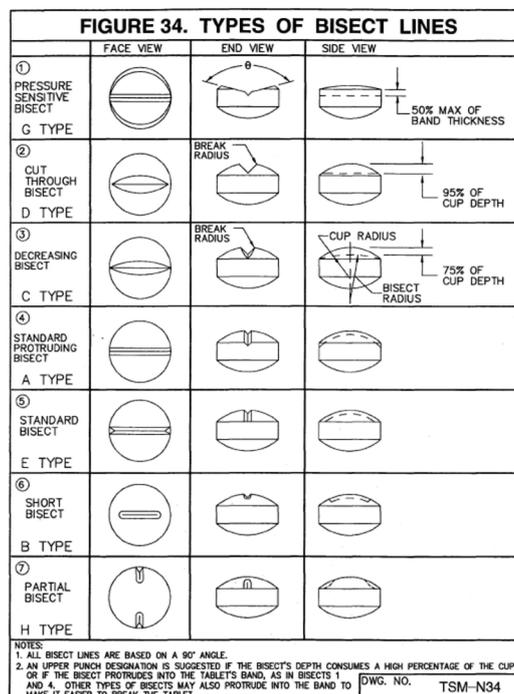


figura 4.5 – Forme delle principali tacche di bisezione

4.5 Forze di compressione

È importante conoscere la forza massima esercitabile sul punzone senza rischio di rompere le estremità in fase di massima compressione. La rottura di un punzone arreca danni che vanno oltre il semplice costo del punzone stesso di ricambio: tra i problemi correlati più frequenti vi sono verifiche della macchina, scarti di produzione per contaminazione del prodotto, questioni legate alla sicurezza dell'operatore e della macchina stessa, possibili danni all'intera stazione (la relativa matrice e l'altro punzone).

Storicamente i produttori di macchine e di punzoni redigevano schede apposite dove segnalavano le forze massime applicabili, generalmente per la produzione di compresse standard. Quando hanno preso piede nel mercato delle compresse di forma particolare, sono stati necessari aggiornamenti di questi valori, ma il più delle volte tali aggiornamenti erano semplici approssimazioni che risultavano troppo conservative in alcuni casi e troppo alte in altri casi.

Dati più verosimili sono stati divulgati con l'applicazione di software di calcolo e simulazione sofisticati (in particolare FEM). Nella tabella sottostante è possibile vedere i valori di forza massima esercitabile sul punzone in funzione del diametro della compressa da produrre (considerando compresse circolari) e della profondità della coppa (*cup depth*). I valori tabellati sono stati calcolati sulla base della resistenza a fatica degli acciai S1 e S7 e devono essere diminuiti del 10% nel caso di acciai S5 e 408 e del 20% nel caso di acciai di classe D e 440C.

TABLE 17. PUNCH CUP COMPRESSION FORCES FOR TSM ROUND TOOLING								
PUNCH TIP DIA.	COMPRESSION FORCE BY CUP DEPTH (IN KILONEWTONS)							
	SHALLOW CONCAVE	STANDARD CONCAVE	DEEP CONCAVE	EXTRA-DEEP CONCAVE	MODIFIED BALL	F.F.B.E.	F.F.R.E.	
1/8 [3.175]	12.5	4.4	2.7	1.8	1.0	3.7	4.9	
5/32 [3.970]	18.0	7.0	4.2	3.1	1.6	5.3	7.6	
3/16 [4.763]	27.0	9.6	6.1	4.7	2.2	7.2	11.0	
7/32 [5.555]	37.0	14.0	8.3	6.7	3.0	9.3	14.9	
1/4 [6.350]	49.0	20.0	12.5	10.5	3.9	11.5	19.5	
9/32 [7.142]	60.0	27.0	18.5	14.5	5.0	14.0	25.0	
5/16 [7.938]	75.0	37.0	26.0	18.0	6.1	16.5	30.0	
11/32 [8.730]	92.0	48.0	34.0	22.0	7.4	19.0	37.0	
3/8 [9.525]	107.0	61.0	44.0	26.0	8.8	22.0	44.0	
13/32 [10.318]	127.2	73.0	55.0	30.0	10.5	25.0	51.0	
7/16 [11.113]	149.0	87.0	67.0	35.0	13.5	29.0	60.0	
15/32 [11.905]	168.0	104.0	79.0	40.0	14.0	33.0	68.0	
1/2 [12.700]	192.0	120.0	92.0	47.0	16.0	38.0	78.0	
17/32 [13.493]	219.0	137.0	107.0	53.0	18.0	43.0	88.0	
9/16 [14.288]	242.0	159.0	123.0	59.0	20.0	48.0	99.0	
19/32 [15.080]	271.0	179.0	139.0	66.0	22.0	53.0	110.0	
5/8 [15.875]	302.0	200.0	157.0	73.0	24.0	59.0	122.0	
11/18 [17.463]	363.0	246.0	195.0	88.0	30.0	63.0	147.0	
3/4 [19.050]	436.0	296.0	238.0	104.0	36.0	75.0	175.0	
13/16 [20.638]	509.0	356.0	284.0	122.0	42.0	89.0	206.0	
7/8 [22.225]	587.0	417.0	331.0	142.0	48.0	103.0	238.0	
15/16 [23.813]	679.0	482.0	386.0	163.0	56.0	118.0	274.0	
1 [25.400]	770.0	552.0	445.0	185.0	63.0	119.0	311.0	

figura 4.6 – Valori di forza massima di compressione in funzione della profondità della coppa e del diametro per compresse circolari

Considerando la varietà di forme che possono avere le compresse nel mercato odierno, i valori riferiti alle semplici compresse circolari risultano riduttivi. Per le forme più complesse si possono avere zone di concentrazione di tensioni che porterebbero alla rottura dei punzoni e ai conseguenti possibili danni già elencati. Dall'analisi e simulazione FEM di centinaia di forme differenti, è stato ricavato un metodo per determinare la forza massima di compressione applicabile sulla base del fattore di forma della compressa stessa (*shape factor*).

Nonostante questa procedura faccia spendere più tempo rispetto a una semplice ricerca di valori tabulati, la sua applicazione è fortemente consigliata per l'accuratezza dei risultati proposti e per il conseguente maggiore controllo sul processo di produzione, che porta a una ottimizzazione dello stesso e a un prodotto di migliore qualità.

Lo sviluppo di una procedura di calcolo di carattere generale è inoltre resa necessaria dalla grande varietà di forme possibili: gli assi maggiore e minore possono variare considerevolmente, così come le altre dimensioni caratteristiche della compressa.

È stato osservato che la massima pressione applicabile sulla faccia del punzone è strettamente legata al fattore di forma per compresse ovali, a capsula e con coppa a curvatura costante o variabile.

Il fattore di forma in generale è il rapporto tra la lunghezza (*length*) e la larghezza (*width*) della compressa. Per compresse con curvatura variabile lungo l'asse minore è possibile calcolare la larghezza e la larghezza equivalenti (We , De) considerando la curvatura con raggio minore, come illustrato in figura 4.7.

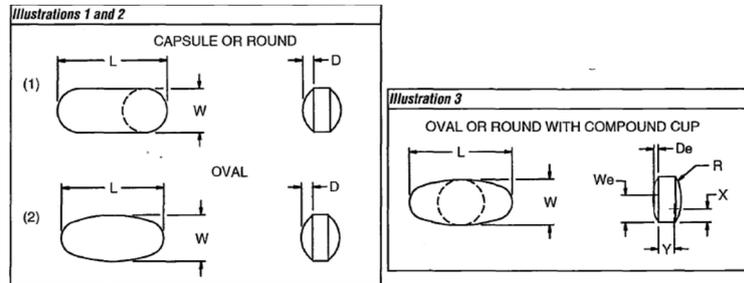


figura 4.7

Una volta determinata questa pressione massima è sufficiente moltiplicare questo valore per la superficie della sezione trasversale al punzone per ottenere il valore di forza di compressione relativa.

TABLE 18. PUNCH CUP PRESSURE RATINGS VERSUS SHAPE FACTORS (FOR CONCAVE ROUND, CAPSULE, OVAL, AND COMPOUND CUP TOOLING)						
SHAPE FACTOR (SF)	ALLOWABLE PRESSURE (LB/IN ²)	ALLOWABLE PRESSURE (KN/MM ²)		SHAPE FACTOR (SF)	ALLOWABLE PRESSURE (LB/IN ²)	ALLOWABLE PRESSURE (KN/MM ²)
0.000	315,000	2.172		0.180	59,000	0.407
0.010	313,600	2.162		0.190	53,500	0.369
0.020	284,200	1.960		0.200	48,500	0.334
0.030	257,600	1.776		0.210	44,000	0.303
0.040	233,500	1.610		0.220	39,800	0.274
0.050	211,700	1.460		0.230	36,100	0.249
0.060	191,900	1.323		0.240	32,700	0.225
0.070	173,900	1.199		0.250	29,700	0.205
0.080	157,600	1.087		0.260	26,900	0.185
0.090	142,900	0.985		0.270	24,400	0.168
0.100	129,500	0.893		0.280	22,100	0.152
0.110	117,400	0.809		0.290	20,000	0.138
0.120	106,400	0.734		0.300	18,200	0.125
0.130	96,500	0.665		0.310	16,500	0.114
0.140	87,400	0.603		0.320	14,900	0.103
0.150	79,300	0.547		0.330	13,500	0.093
0.160	71,800	0.495		0.340	12,300	0.085
0.170	65,100	0.449		0.350	11,100	0.077

figura 4.8 – Pressioni ammissibili sulla faccia del punzone in base al fattore di forma della compressa.

Anche per questi valori di forza sono determinati considerando l'uso di acciai S1 e S7 e devono essere corretti come illustrato precedentemente.

È inoltre importante tenere conto dei punzoni con caratteri in rilievo da imprimere sulla faccia della compressa. In queste zone infatti è possibile osservare concentrazioni di tensioni, pertanto i valori devono essere ulteriormente diminuiti del 20%.

4.6 Problemi nella produzione di compresse

Problemi durante la produzione possono essere dovuti alla polvere, alla pressa o all'attrezzatura utilizzata e possono essere causati da difetti casuali o da errori nell'utilizzo nella configurazione. Tre importanti regole da tenere in considerazione per una lavorazione ottimale sono: tenere la forza di compressione il più bassa possibile, pulire e lubrificare la macchina a intervalli regolari, tenere punzoni e matrici in buone condizioni.

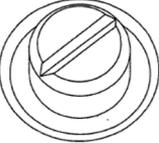
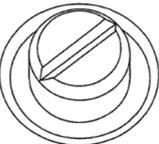
In particolare l'ultimo punto è legato a importanti fattori che entrano in gioco durante il processo: corrosione dovuta alla polvere, sovraccarico per la compressione, usura delle teste dovuta alle camme, difetti del materiale, eccessiva durezza delle testine, usura delle camme o delle ruote di compressione, scarsa lubrificazione delle ruote di compressione o del granulato.

L'uso di utensili adeguatamente progettati e prodotti con materiali di alta qualità porta innumerevoli vantaggi. La progettazione, innanzi tutto, deve tenere conto dell'effettiva fattibilità dell'utensile, con le specifiche desiderate.

Il maggior prezzo di un utensile di ottima qualità è ampiamente ripagato dai vantaggi che esso porta. Un utensile economico o progettato male, infatti, potrebbe risultare inadeguato e portare alla realizzazione di un prodotto inadatto ad essere immesso sul mercato (mancato introito), con costi legati alla preparazione per la rilavorazione o lo smaltimento del lotto. Risulteranno inoltre costi legati alla riprogettazione dell'utensile stesso e alla produzione di altri e, qualora dovesse rompersi durante la lavorazione, non sono da escludere danni alla macchina stessa.

Il numero di compresse prodotte dall'utensile e, quindi, l'incidenza del costo dell'utensile sul costo di produzione della singola compressa, devono essere ricavati come conseguenza di accurate scelte progettuali: la forma, il materiale, la durezza, il trattamento superficiale, il programma di manutenzione. Il tempo necessario per la messa a punto di nuovi utensili sarà tanto minore quanto più complete sono le informazioni sul processo e sul prodotto (da parte dell'utilizzatore) e il know how del produttore dell'utensile.

Nelle figure sottostanti sono elencati i difetti che possono manifestarsi sulle compresse prodotte, assieme alle possibili cause e ai rimedi.

TABLET PROBLEM	POSSIBLE CAUSE(S)/CORRECTIVE ACTION(S)
<p>A. Nonuniform tablet weight</p> <p>250.00 mg</p>  <p>243.75 mg</p> 	<ol style="list-style-type: none"> Erratic punch flight CHECK FOR/ACTION <ol style="list-style-type: none"> Free movement of punch barrels in guides (Guides must be clean and well lubricated.) Excessive press vibration Worn or loose weight-adjustment ramp Proper operation of lower-punch control devices Limit cam on weight-adjustment head missing, worn, or incorrectly fitted Check dust seals Check that antiturning device is set correctly Reduce press speed Granulation lost or gained after proper filling of die CHECK FOR/ACTION <ol style="list-style-type: none"> Tall over die missing or not lying flat on die table Recirculation band leaking Excessive vacuum pressure, or nozzle improperly located Feeders starved or choked CHECK FOR/ACTION <ol style="list-style-type: none"> Incorrect setting of hopper spout adjustment Granulation bridging in hopper Wrong fill cam in use Excessive recirculation of granulation Dies not filling CHECK FOR/ACTION <ol style="list-style-type: none"> Excessive press speed See A3 and A5 Check speed or shape of feeder paddle Lower punch pulled down before die is filled CHECK FOR/ACTION <ol style="list-style-type: none"> Inadequate recirculation of granulation Recirculation scraper missing or bent Poor scrape-off of granulation CHECK FOR/ACTION <ol style="list-style-type: none"> Scraper blade bent, worn, or not lying flat; bad spring action Nonuniform punch length CHECK FOR/ACTION <ol style="list-style-type: none"> Check that working length is within ± 0.01 inch [0.25 millimeter] of TSM specification Projection of die(s) above die table CHECK FOR/ACTION <ol style="list-style-type: none"> Clean die pocket or check die dimension

14

© American Pharmacists Association

TABLET PROBLEM	POSSIBLE CAUSE(S)/CORRECTIVE ACTION(S)
<p>A. Nonuniform tablet weight (continued)</p>	<ol style="list-style-type: none"> Automatic weight-control system not working correctly CHECK FOR/ACTION <ol style="list-style-type: none"> Check that system's settings and operation are correct; see manufacturer's handbook Wide variation in thickness of lower punch heads CHECK FOR/ACTION <ol style="list-style-type: none"> Check that head thickness of lower punches is within ± 0.10 inch [0.25 millimeter] of TSM specification
<p>B. Nonuniform tablet thickness (Not pictured)</p>	<ol style="list-style-type: none"> Nonuniform tablet weight CHECK FOR/ACTION <ol style="list-style-type: none"> See A Bouncing of pressure rollers CHECK FOR/ACTION <ol style="list-style-type: none"> Improper setting for overload release Press operating near maximum density point of granulation; increase thickness and/or reduce weight within allowable tablet tolerances Pressure rollers not moving freely; punch faces in poor condition Air trapped in hydraulic overload system Worn pivot pins on roller carriers Nonuniform punch lengths CHECK FOR/ACTION <ol style="list-style-type: none"> Check that working length is within ± 0.01 inch [0.25 millimeter] of TSM specification
<p>C. Nonuniform tablet density (friability)</p> 	<ol style="list-style-type: none"> Nonuniform tablet weight and thickness CHECK FOR/ACTION <ol style="list-style-type: none"> See A and B See capping in G Unequal distribution of granulation in die bores CHECK FOR/ACTION <ol style="list-style-type: none"> Stratification or separation of granulation in hopper Excessive recirculation (This causes classification of granulation because only finer mesh material escapes the rotary feeders.) Particle segregation or stratification in hopper CHECK FOR/ACTION <ol style="list-style-type: none"> Reduce variations in particle size; reduce machine vibration; reduce machine speed Low moisture content CHECK FOR/ACTION <ol style="list-style-type: none"> Add moisture to aid bonding
<p>D. Excessive vibration of press (Not pictured)</p>	<ol style="list-style-type: none"> Worn drive belt CHECK FOR/ACTION <ol style="list-style-type: none"> Inspect drive belt Mismatched punch lengths CHECK FOR/ACTION <ol style="list-style-type: none"> See A-7

© American Pharmacists Association

15

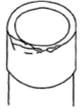
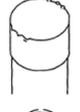
TABLET PROBLEM	POSSIBLE CAUSE(S)/CORRECTIVE ACTION(S)	TABLET PROBLEM	POSSIBLE CAUSE(S)/CORRECTIVE ACTION(S)
D. Excessive vibration of press (continued) (Not pictured)	3. Press operating near maximum density point of granulation CHECK FOR/ACTION a. Increase tablet thickness and/or reduce its weight within allowable tablet tolerances 4. High ejection pressure CHECK FOR/ACTION a. Worn ejection cam b. Add more lubrication to granulation, or taper dies c. Barrel-shaped die bores 5. Improper pressure-release setting CHECK FOR/ACTION a. Increase pressure to the tooling's limit	G. Capping and lamination	1. Air entrapment CHECK FOR/ACTION a. Compress granulation higher in the die b. Reduce press speed c. Precompress granulation d. Reduce quantity of fine particles in the granulation e. Reduce cup depth on punches f. Taper dies g. Ensure that punch-to-die clearance is correct 2. Excessive pressure CHECK FOR/ACTION a. Reduce tablet weight and/or increase its thickness within allowable tolerances b. Adjust pressure 3. Flanged or barrel-shaped die bore CHECK FOR/ACTION a. Reverse dies b. Hone or lap bores c. Compress granulation higher in the die 4. Too rapid expansion of tablet upon ejection CHECK FOR/ACTION a. Taper dies 5. Weak granulation CHECK FOR/ACTION a. Increase quantity of binder; use stronger binder 6. Excessively dry granulation CHECK FOR/ACTION a. Increase level of lubricant 7. Excessive lubrication of granulation CHECK FOR/ACTION a. Decrease level of lubricant; blend all ingredients fully before adding lubricant 8. Punch cavity too deep CHECK FOR/ACTION a. Use punches with less concave depth 9. Punch tips worn or burred CHECK FOR/ACTION a. Refurbish or replace punches 10. Lower punch set too low at tablet take-off (Reworking or refurbishing punches can cause this.) CHECK FOR/ACTION a. Set lower punch tip flush with top of die 11. Tablet take-off bar set too high CHECK FOR/ACTION a. Adjust take-off bar
E. Dirt in product (black specks) (Not pictured)	1. Dust, dirt, or press lubrication in the granulation CHECK FOR/ACTION a. Clean press more frequently b. Excessive or wrong press lubrication c. Use proper punch dust cups and keyway fillers d. Rubbing of feeder components e. Punch-to-die binding		
F. Excessive loss of granulation (Not pictured)	1. Incorrect fit of feeder to die table CHECK FOR/ACTION a. Feeder base set incorrectly (i.e., too high or not level) b. Bottom of feeder pans worn due to previous incorrect settings; relap pans, if necessary 2. Incorrect action of recirculation band CHECK FOR/ACTION a. Gaps between band's bottom edge and die table b. Binding in mounting screw c. Inadequate pressure on hold-down spring 3. Insufficient scraping of die table CHECK FOR/ACTION a. Worn or binding scraper blade b. Outboard scraper edge allowing granulation to escape 4. Granulation lost from die prior to upper punch entry CHECK FOR/ACTION a. Tail over die not lying flat on table 5. Granulation lost at compression point CHECK FOR/ACTION a. Compression occurring too high in the die b. Excessive suction or misdirected exhaust nozzle 6. Excessive sifting CHECK FOR/ACTION a. Excessive clearance between lower punch tip and die bore b. Excessive fine particles in the granulation c. Tapered dies installed upside down		
H. Picking and sticking	1. Excessive moisture CHECK FOR/ACTION a. Check moisture content of granulation b. Check room humidity 2. Punch face condition CHECK FOR/ACTION a. Pits on punch faces and/or improper draft on embossing; try repolishing punch faces b. Try chrome-plating punch faces 3. Insufficient compaction force CHECK FOR/ACTION a. Increase tablet weight and/or reduce its thickness within allowable tolerances 4. Inadequate lubrication of granulation CHECK FOR/ACTION a. Check and/or adjust level of lubricant used 5. Poor embossing design CHECK FOR/ACTION a. Redesign embossing per TSM guidelines, or consult tooling supplier	K. Splitting of layered tablet	1. Excessive pressure CHECK FOR/ACTION a. Decrease pressure 2. Excessive lubrication of granulation CHECK FOR/ACTION a. Reduce amount of lubricant
I. Mottled or marked tablets	1. Contamination of granulation, usually by grease or oil CHECK FOR/ACTION a. Check oil seals on upper punch guides b. Reduce lubrication of upper punches to an acceptable level c. Fit oil/dust cups to upper punches 2. Contamination of granulation from chutes, feed hoppers, take-off bar, or rubbing together of feed paddles CHECK FOR/ACTION a. Clean and reset components correctly 3. High moisture content of granulation CHECK FOR/ACTION a. Re-dry granulation 4. Oversized granulation particles CHECK FOR/ACTION a. Reduce particle size	L. Indistinct breakline or embossing	1. Incorrect embossing design CHECK FOR/ACTION a. Redesign embossing per TSM guidelines, or consult tooling supplier 2. Worn punch tips CHECK FOR/ACTION a. Replace punches 3. Excessively coarse granulation CHECK FOR/ACTION a. Reduce particle size 4. Inadequate binder CHECK FOR/ACTION a. Increase binder strength 5. Picking CHECK FOR/ACTION a. Compress granulation at a lower pressure
J. Chipping or splitting	1. Poor surface finish on punch tips; worn punches and dies CHECK FOR/ACTION a. Polish punch tips; replace punches and dies 2. Poor tooling design (e.g., sharp embossing or bisect lines) CHECK FOR/ACTION a. Polish punch tips; replace punches and dies	M. Double impression of embossing	1. Rotation of punches CHECK FOR/ACTION a. Adjust antirotating device b. Use keyed punches

figura 4.8 – Difetti nelle compresse, possibili cause ed eventuali soluzioni.

Parallelamente a difetti sulle compresse possono manifestarsi difetti sugli utensili. Alcuni danneggiamenti possono essere riparabili lavorando il punzone o la matrice, altri portano obbligatoriamente alla sostituzione del pezzo. La maggior parte di questi difetti possono comunque essere evitati con l'uso corretto della macchina compresse.

Analogamente a quanto fatto precedentemente, si riportano i possibili difetti che interessano gli utensili, correlati dalle cause e dai possibili rimedi e, eventualmente, azioni preventive.

TOOLING PROBLEM	CAUSE(S)	CORRECTIVE ACTION(S)	COMMENTS
 (1) The tip has cracked across the face of the concave and then broken away.	1. Excessive hardness for application. Excessive pressure.	None: discard tool; consult tooling manufacturer.	Tools should always be run at the minimum pressure required to achieve a satisfactory tablet.
 (2) The tip has cracked and broken away along the angle between the bevel and tip face.	2. See cause for 1.	See action for 1.	A crack will always follow the line of least resistance, which may be the sharp angle between the punch face and the embossing.
 (3) The tip has cracked and broken away along the angle between a breakline and a concave tip face.	3. Excessive hardness. Areas of concentrated stress near breakline or on embossing (i.e., abrupt change of surface contour). Excessive pressure.	See action for 1.	See comments for 2.
 (4) The tip has cracked and broken away along the embossed lettering.	4. See cause for 3.	See action for 1.	See comments for 2.
TOOLING PROBLEM	CAUSE(S)	CORRECTIVE ACTION(S)	COMMENTS
 (10) Lower punch is over-pressured to the point where the stem is distorted and the working length is reduced.	10. Excessive pressure (final stage for lower punch).	None: the final stage of over-pressure cannot be rectified; the punch is permanently distorted.	Rolling the punch barrel on a flat surface is a simple way to check for this type of damage: the punch tip will be seen to rotate out of true.
 (11) Excessive pressure will have the same effect on the upper punch as on the lower; see (10).	11. Excessive pressure (final stage for upper punch).	See action for 10.	See comments for 10.
 (12) The head flat has worn to the point where fragments of metal are being removed from the punch head.	12. Excessive pressure and/or worn pressure roller. Foreign matter between pressure roller and punch head.	Reduce pressure; replace lubricant; repair pressure roller. Spalling of the head deposits metal particles in the press; clean press throughout. Consult tooling manufacturer.	If not tackled early, this type of damage can lead to serious wear and damage to the tools and the press.
 (13) Scoring of the punch barrel is caused by a lack of lubrication and/or the presence of foreign matter in the punch guides.	13. Tightness of the punch barrel in the turret leading to possible scoring and pick up of metal, which leads to increased tightness. Poor lubrication.	If possible, polish punch to restore original condition. Check that guides are clear of granulation and metal particles. Pay particular attention to the punch sockets in the turret. Check working length before reworking punch. Ensure that the lubrication system is clean, correct, and operative.	Many tooling problems are caused by tightness; marking of the barrel is a definite indication of trouble. If the lubrication becomes contaminated with the granulation, its lubricating properties are destroyed and excessive wear occurs.
 (14) The punch is not rotating, and the pressure roller may be running tight, causing wearing of the head in only one place. (Shaped punches do not rotate.)	14. Excessive pressure. Lack of lubrication. Tight punches or pressure rollers.	Check that head flat is not too small to achieve satisfactory dwell time during compression. Check underside of head for damage. If warranted, polish head. Resolve pressure problem; ensure that punch and pressure roller can move freely; ensure adequate lubrication.	Press damage is possible.

TOOLING PROBLEM	CAUSE(S)	CORRECTIVE ACTION(S)	COMMENTS
 (5) This die shows a typical wear pattern in the bore.	5. Normal die wear caused by continuous pressure at the compression area in the bore.	Examine dies with magnifying glass and monitor tablet ejection. When possible, compress tablets in different areas of the die to spread wear, and reverse the die when one end is worn. Check that correct steel was chosen. If wear is a serious problem, consult tooling manufacturer.	If allowed to go too far, the die wear can lead to ejection problems and other problems associated with punch tightness. If a known abrasive granulation is to be compressed, the tooling manufacturer can possibly offer a more wear-resistant material for tooling.
 (6) The edge of the tip has been damaged outside the press.	6. Mishandling of punch (punch has collided with or been dropped onto a hard surface). Accidental damage occurred during filling of punches to the press.	Carefully remove damage by blending and polishing. Exercise extreme care when handling tools; the tips are very fragile. Train personnel to handle tools properly.	Careful examination of this type of damage will reveal clues to its cause. (a) If the damage has caused the tip to spread beyond its diameter, the damage must likely occurred out of the press. (b) The texture of the surface causing the damage will be transferred to the damaged part.
 (7) The punches have met in the press; damage occurred where the opposing punch has a breakline.	7. Contact between upper and lower punches in the press.	Carefully remove dents by blending and polishing. Do not run the press without granulation at setup; manually turn over the dies until all are filled with granulation.	In some presses, if tools are run or even turned without granulation, the punches can meet, causing damage.
 (8) Again, the punches have met in the press, but the opposing punch has no breakline.	8. See cause for 7.	See action for 7.	See comments for 7.
 (9) Pressure has started to spread the punch tip; working length may not yet be affected. The spreading will probably occur on both upper and lower punches.	9. Excessive pressure (first stage for upper and lower punch).	In the early stages before working length is affected, punch damage can be removed by blending or polishing. Check all punch lengths before reusing the set; other	This type of damage can be checked by measuring the tip diameter at the extreme edge and at the lower end. If these dimensions vary, damage has occurred.
TOOLING PROBLEM	CAUSE(S)	CORRECTIVE ACTION(S)	COMMENTS
 (18) The punch barrel has snapped in the press.	18. Upper punch is possibly being prevented from entering the die due to tip breakage (see 1, 2, 3 or 4); the head then strikes part of the punch guide system and breaks the barrel. Excessive tightness.	Discard tool; monitor condition of tooling at all times to avoid tightness and excessive pressure.	With unenclosed presses, the broken part may be ejected from the press with considerable force, endangering personnel and equipment.
 (19) The punch snapped in the press, but this time the head has broken off.	19. Due to wear and refurbishing, head flat has become larger than the neck diameter. When compression force is applied, the punch is unsupported at the neck and breakage results.	None: discard tool and monitor the condition of tools in use, especially after refurbishing. Ensure that all metal fragments are removed from the press.	Severe damage to the press is almost certain.
 (20) Burrs are present inside the punch tip (cleaning). (Not pictured)	20. Misalignment of punch tips in die bore. Worn punch guides or die sockets. Eccentricity of punch tips to punch body. Extrusion of product between punch tips and die bores. Excessive feather edges on punch tips, especially deep concave cups.	Ensure that internal chamfer of die bores is sufficient. Check for wear and rectify; check concentricity of punch tips. Ensure that tip-to-die bore clearance is correct. Increase land or flat on tip edge; ensure that land is blended.	
 (21) The surface finish of the punch face is deteriorated (i.e., pitted or discolored). (Not pictured)	21. Compression of an abrasive or corrosive granulation.	Ensure that the correct steel has been chosen. Check for sufficient lubrication of the granulation.	

NOTE: Reprinted with permission from *Tooling Problems*, Holland Educational Series, No. 4. Nottingham, England: I Holland Limited; 1988.

figura 4.9 – Difetti negli utensili, possibili cause ed eventuali soluzioni o azioni preventive

Comprima

Una delle poche eccezioni all'architettura tradizionale presente sul mercato è rappresentata dalla comprimitrice rotativa Comprima, realizzata e brevettata da I.M.A. S.p.A.

In questo tipo di macchina l'alimentazione della polvere nelle matrici non avviene mediante scarpa con palette motorizzate, ma per forza centrifuga grazie alla rotazione della torretta stessa.

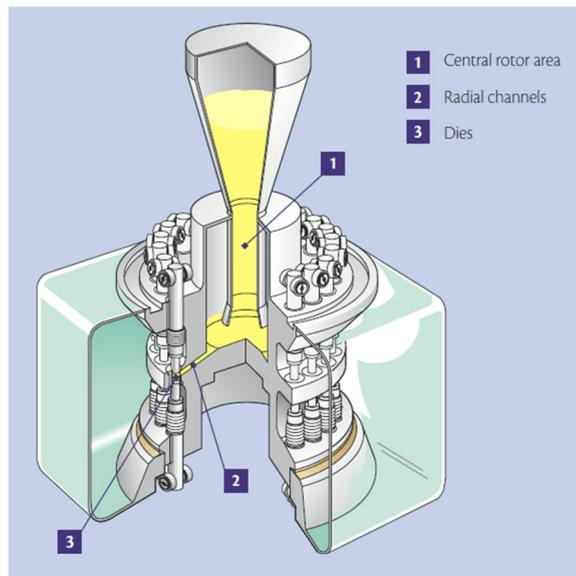


figura 4.10 – Schema dell'alimentazione centrale della comprimitrice Comprima

La parte centrale del tamburo è di forma conica, ed è provvista di canali radiali che mettono in comunicazione la zona di alimentazione con le matrici.



figura 4.11 – Vista dall'alto della zona di alimentazione (si notino i canali radiali)

Tali matrici sono realizzate con una luce di alimentazione sul fianco che ha il compito di mettere in comunicazione i canali con la zona di compressione.

La formazione della compressa avviene per step leggermente differenti rispetto a quelli di una macchina tradizionale. I punzoni hanno il compito di isolare il volume di polvere definito dall'operatore chiudendo la luce di alimentazione. Solo a questo punto avvengono le due fasi della compressione (*precompression, main compression*).

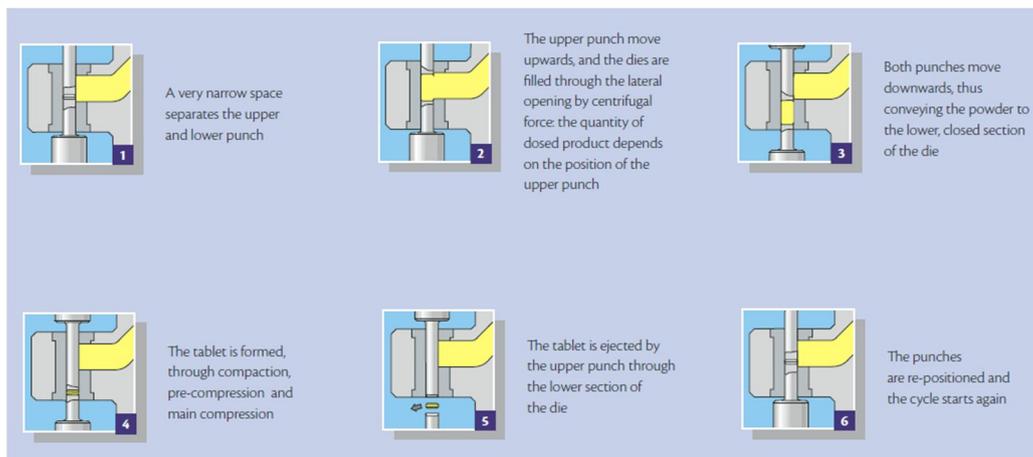


figura 4.12 – Step di produzione delle compresse in una macchina Comprima

Superata questa fase, la compressa generata viene espulsa dalla parte inferiore della matrice, spinta dal punzone superiore. In questo modo la luce di alimentazione della polvere rimane chiusa finché non si ha l'inizio del ciclo produttivo di una nuova compressa.

I punzoni sono differenti dallo standard, essendo composti da due parti distinte: l'albero e la punta sono infatti separati. Il primo è comune per tutte le taglie della macchina, mentre la seconda varia a seconda del tipo di compressa da produrre.



figura 4.12 – Punte dei punzoni e matrici per una macchina Comprima. Si nota la luce di alimentazione del prodotto

Grazie a questo tipo di architettura, l'alimentazione della polvere è meglio controllabile e vengono a mancare le difficoltà legate alle alte velocità di produzione nelle macchine tradizionali. In queste ultime, infatti, la forza centrifuga tende a fare fuoriuscire la polvere dalle matrici quando escono dalla zona di alimentazione. Per cercare di risolvere questo problema si fa scendere il punzone inferiore di qualche millimetro abbassando così il livello di polvere rispetto alla cima della matrice. Questo tipo di operazione porta a una complicazione delle camme inferiori e a una più difficoltosa regolazione dei parametri della macchina.

Nella Comprima, invece, attraverso la forza centrifuga viene alimentata la polvere, sfruttando questa forza a proprio favore, quando tradizionalmente è un ostacolo da superare. Ne consegue che la macchina funziona tanto meglio quanto più veloce riesce a girare e considerando che la produttività è proporzionale alla velocità di rotazione della giostra, questo si traduce in un vantaggio per l'utilizzatore.

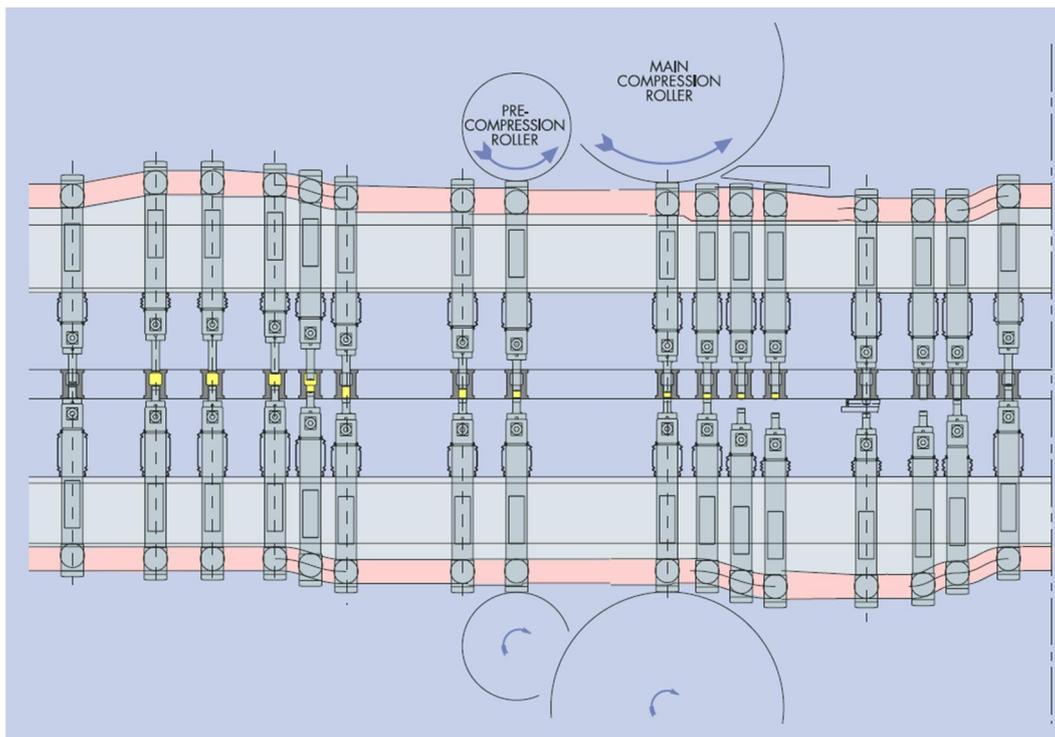


figura 4.13 – Schema di funzionamento di una Comprima

Da un punto di vista impiantistico, le macchine comprimitrici non interessano a questo studio, poiché esse sono macchine automatiche per la produzione di grandi lotti di farmaci e non necessitano di particolari impianti di servizio, se non quello di alimentazione elettrica e pneumatica; alcune Comprima possono raggiungere un rateo di produzione di una compressa ogni venti millisecondi.

Per tale motivo, è stato esposto il loro principio di funzionamento ed una panoramica delle famiglie di macchine comprimitrici dell'asset commerciale di IMA S.p.A. solamente per descrivere per filo e per segno la produzione di una compressa farmaceutica, dall'inizio alla fine.

Macchine per il coating delle compresse

Cestello perforato per il tablet coating: la Perfima

5.1 Presentazione della macchina: la famiglia Perfima

Il coating è l'ultimo ciclo di lavorazione a cui sono sottoposte le compresse prima di potersi definire prodotto finito: esse consiste nel rivestire di un particolare colore, sostanza o semplicemente dare massa alle compresse, sia per motivi farmaceutici (pellicole che rallentano il scioglimento da parte dei succhi gastrici, che protegge il farmaco dall'amilasi salivare, ecc.), sia per motivi estetici (colorare la compressa, rivestirla di una particolare sostanza zuccherina che ne migliori il gusto, dargli massa aggiuntiva per renderla di dimensioni maggiori, ecc.). Questo processo si applica molto in ambito alimentare: gomme americane, caramelle e confetti sono lavorati proprio con questo tipo di processo.

Il coating si divide in due sottocategorie: filming e spraying; il primo funziona tramite una pompa a bassa pressione peristaltica che pompa la sostanza ricoprente (film) verso le pistole spray, le quali lo spruzzano sulle compresse grazie a dell'aria compressa: il secondo invece funziona senza l'utilizzo di aria, in quanto una pompa pneumatica a pistone ad alta pressione si occupa di spruzzare la sostanza zuccherina che ricoprirà il prodotto.

La macchina di punta del campionario IMA S.p.A. che si occupa di coating è la Perfima; se ne mostra una foto in figura 5.1.

La macchina è dotata di un cestello perforato rotante in cui le compresse sono centrifugate a bassa velocità (massimo 8-10 rpm) mentre le pistole spray, accuratamente posizionate lungo l'asse di rotazione, spruzzano la sostanza: la rotazione permette un'omogenea distribuzione di quest'ultima su ogni zona della superficie del prodotto.

La macchina è molto flessibile e le operazioni di carico e scarico sono completamente automatici. Inoltre, la Perfima è dotata di dispositivi di contenimento, tali da assicurare la salute dell'operatore anche quando si stanno lavorando prodotti potenzialmente pericolosi.

La sostanza da nebulizzare è contenuta in un contenitore dotato di agitatore meccanico, che lo mantiene sciolto ed evita che si addensi prima di essere pompato nella macchina.



figura 5.1

Come le altre macchine, la famiglia Perfima si suddivide in taglie differenti, corrispondenti alla massima capacità volumetrica che essa può lavorare per volta:

PERFIMA 200, PERFIMA 500, PERFIMA 800

Come molte altre, anche questa macchina è progettata secondo la filosofia “through the wall”, separando l’area tecnica, dove sono installate le attrezzature in servizio, dall’area di processo, dove vi è posta la parte operativa della Perfima.

5.2 Componenti principali

In figura 5.2 è raffigurato un assieme disegnato al CAD del corpo macchina.

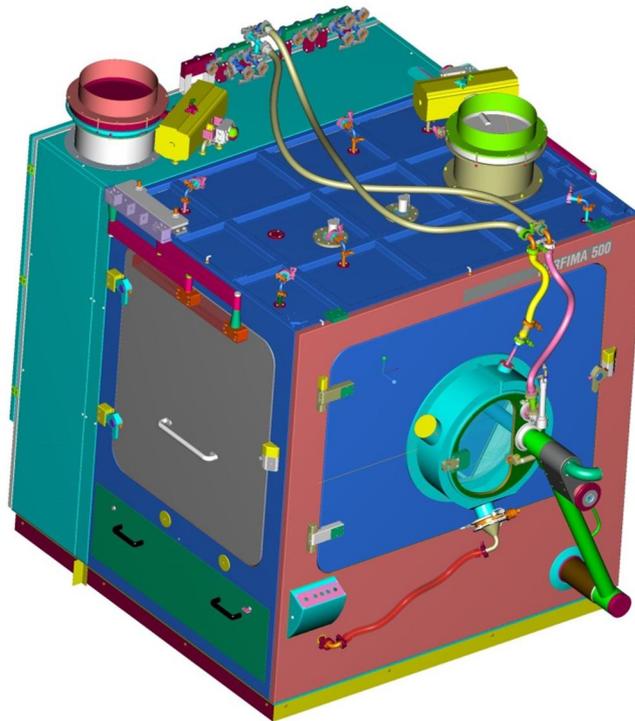


figura 5.2

La macchina presenta nella parte anteriore un oblò: esso serve per monitorare visivamente l'andamento della lavorazione e per poter estrarre del prodotto campione durante il funzionamento; in esso passa la parte finale del braccio pistole, il quale sostiene le spray guns e al suo interno alloggia i tubi di alimentazione di quest'ultime (acqua per lavaggio, aria compressa e sostanze da spruzzare); lateralmente sono poste le porte a scorrimento per permettere una facile apertura della macchina per ispezioni e manutenzioni; in alto sono poste le bocche ON/OFF di ingresso (verde) ed uscita (rosso) dell'aria di processo, previamente trattata da una UTA. I tubi servono per il lavaggio e il soffiaggio della macchina.

Per motivi di segretezza aziendale non possono essere mostrate sezioni della macchina: essa presenta al suo interno, dove è alloggiato il cestello, il braccio con le pistole spray, poste strategicamente lungo l'asse di rotazione, l'albero rotante ed i cuscinetti che lo supportano. Si nota che il PAN è a sbalzo, perciò albero cedente e supporti sono ampiamente sovradimensionati. Ciò è dovuto al fatto che si cerca di evitare che le parti a contatto col prodotto interagiscano con il resto della macchina.

Le pistole nebulizzano la sostanza spruzzata per evitare formazione di gocce che potrebbero rovinare le pareti del cestello per stillicidio e rompere le compresse.

Il cestello è stato progettato forato per garantire un flusso continuo e più efficiente possibile durante la lavorazione: le compresse, mentre vengono “verniciate”, devono appunto essere asciugate da un flusso d’aria calda e secca; per tale motivo si è pensato ad un cestello forato su quasi tutta la sua superficie (tranne in prossimità dei vomeri mescolanti per ragioni costruttive), che permette un flusso continuo sul prodotto ed evita di aggiungere ulteriori ingombri al corpo macchina.

5.3 Sistema di lavaggio

La Perfima è dotata di un completo e automatico sistema di lavaggio (CIP, Cleaning In Place, sistema di lavaggio più completo rispetto il WIP): si basa su ugelli e spray posizionati in vari punti della macchina, atti a spruzzare acqua e detergente ad alta pressione, raggiungendo ogni punto della macchina. Dopo ogni ciclo produttivo, l’interno della macchina è sporco di sostanza zuccherina nebulizzata dalle pistole ed asciugata dall’aria, perciò molto difficile da lavare; è stato pensato, perciò, un sistema molto energico ed energivoro che garantisce però un’ottima efficienza. Durante il lavaggio e l’asciugatura il cestello è mantenuto costantemente in rotazione, per favorirne la pulizia e asciugatura.

L’asciugatura avviene semplicemente immettendo aria calda e secca nella macchina.

Il consumo sarà trattato più avanti.

5.4 UTA

Come le macchine a letto fluido, la Perfima necessita di un continuo flusso d’aria trattata, per asciugare la sostanza ricoprente spruzzata su di esso. Non solo, a parità di massa di prodotto lavorata, le macchine per il coating risultano essere quelle che necessitano più portata.

Per questo motivo, valgono gli stessi ragionamenti trattati per la UTA delle macchine a letto fluido, ma in aggiunta si pone un piccolo ventilatore all’interno dell’unità in modo tale da facilitare l’aspirazione d’aria. Per quanto riguarda il ventilatore aspiratore a valle, esso è sempre di tipo centrifugo, di taglia conseguente alla portata massima richiesta più le perdite di carico incontrate nell’impianto.

In figura 5.3 ne è raffigurato un tipico layout.

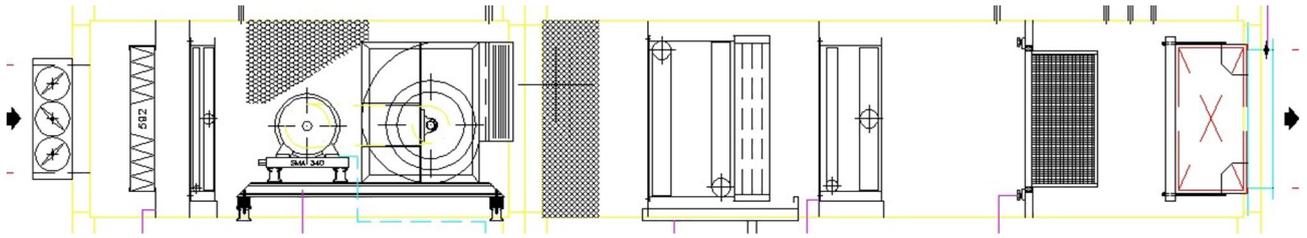


figura 5.3

A parte questa differenza, il resto è esattamente uguale al modello visto precedentemente, in cui si differenzia solamente per le dimensioni dovute alla portata maggiore trattabile.

Anche se è esterno all'UTA, solitamente lungo la linea dell'aria di processo si aggiunge uno spolveratore, apparecchiatura posta a valle della macchina atta a raccogliere la polvere e il prodotto che l'aria si è trascinato dall'interno della macchina. Esso può funzionare per scuotimento elettromeccanico o pneumatico, tramite impulsi d'aria compressi che fanno cadere la polvere accumulate sui filtri in tessuto. Questo si fa per evitare problemi e conseguenti rotture nel rotore dell'aspiratore posto più avanti. Una tramoggia raccoglie la polvere caduta.

Per concludere la panoramica dell'impianto si mostra in figura 5.4 un semplice schema d'impianto.

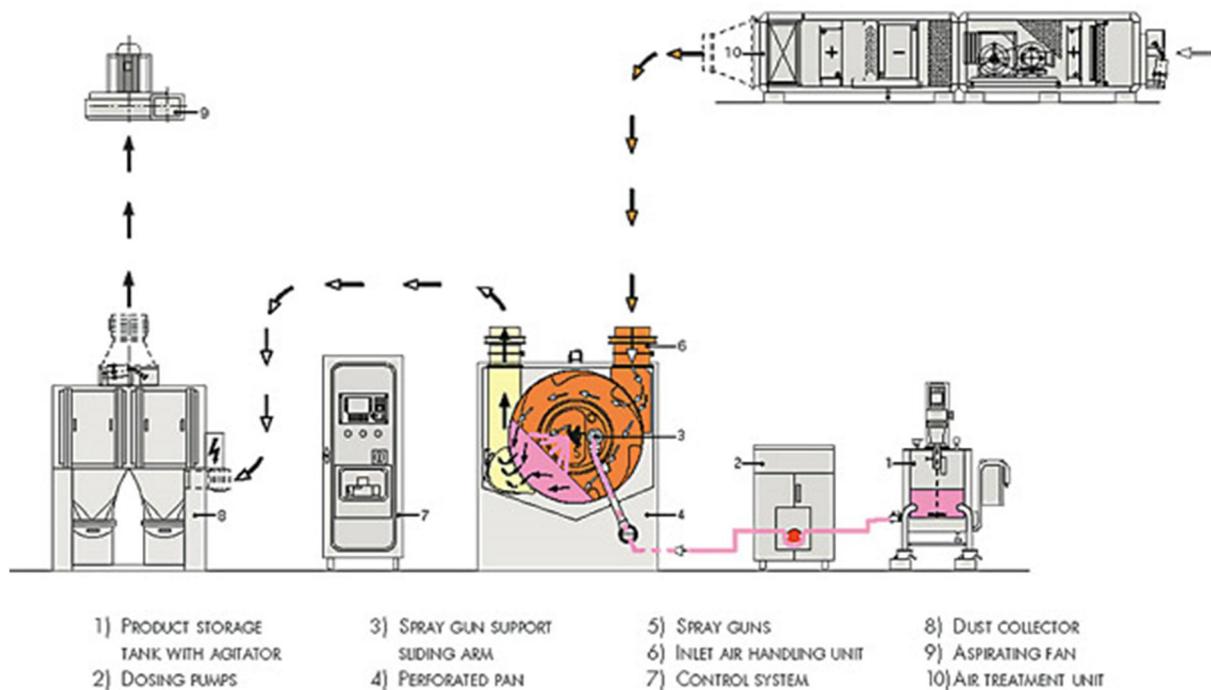


figura 5.4

5.5 Distribuzione di potenze ed energie

Il coating, tra i processi industriali farmaceutici, è forse il più problematico per essere studiato, in quanto la durata del processo di filming o di spraying detiene un range di valori molto alto: sono state registrate ricette farmaceutiche da due ore come ricette da otto, ma in alcuni casi si sono superate le dodici ore di processo. Per questo motivo, in merito a questa tesi, è stato preso come modello di riferimento una lavorazione svolta presso i laboratori di ricerca IMA S.p.A. : tale ciclo produttivo è stato settato nei suoi parametri ad hoc con l'obiettivo di simulare una tipica lavorazione di filming su delle compresse, monitorando la prova secondo per secondo.

In questo modo, è stata raccolta ed elaborata una discreta mole di dati, fornendo così gli strumenti necessari per analizzare a fondo il problema.

Detto questo, si è passati all'individuazione delle energie e potenze in gioco, alla loro distribuzione e frequenza di utilizzo:

- In questa macchina il cestello, anche se a velocità variabili, è sempre in movimento, e stessa cosa vale per il ventilatore centrifugo;
- Anche l'UTA e il suo aspiratore sono quasi sempre utilizzate, tranne durante il lavaggio;
- La peristaltica, lo spolveratore e l'agitatore di prodotto, invece, funzionano saltuariamente e il loro consumo è irrisorio.

Per quanto riguarda i cicli di produzione e di CIP, si possono suddividere in queste fasi:

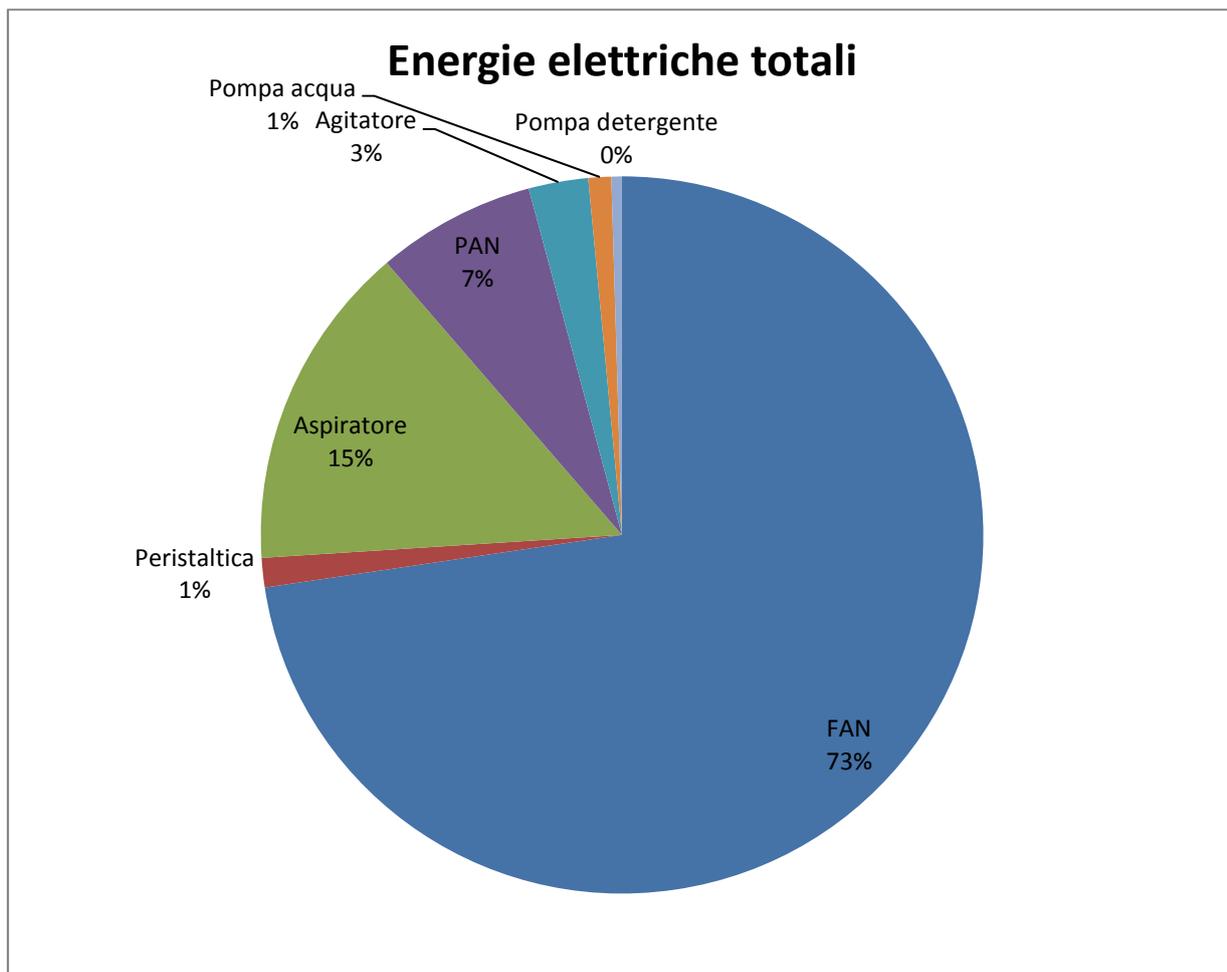
- Pre-riscaldamento della macchina: la macchina viene accesa, viene avviato il flusso d'aria che la scalda e la porta in temperatura, per renderla pronta per accogliere il prodotto. Il cestello viene fatto girare a 2 rpm. Questa fase dura cinque minuti;
- Spray più essiccamento: vera e propria fase di coating, le compresse sono investite da sostanza filmante che le ricopre e aria calda che le asciuga. Il prodotto viene continuamente mescolato a bassa velocità in modo che sia omogeneamente lavorato. Il cestello gira a 8 rpm (in modo che le compresse si mescolino, ma al tempo stesso non si attacchino al PAN per forza centrifuga). La pompa peristaltica entra in funzione per mandare alle pistole la soluzione filmante. In questo caso la fase è durata due ore;
- Essiccamento: per completare l'asciugatura, una volta spente le pistole, si lascia il prodotto in mescolamento a bassa velocità con continuo afflusso d'aria. Tale fase dura solitamente circa trenta minuti;

- Lavaggio: una volta scaricato il prodotto, è necessario lavare a fondo la macchina, in modo da eliminare ogni residuo di sostanza filmante e/o altro. Vari ugelli, posizionati sia sul braccio pistole sia in vari punti della macchina spruzzano acqua più detergente ad alta pressione in tutta la macchina, lavandone via ogni impurità. Anche in questo caso il cestello è messo in moto, in modo da pulirlo meglio, a circa quindici rpm, cosa che a pieno carico non si potrebbe fare. Questo processo dura circa un'ora e, per questo motivo, consuma molta acqua;
- Asciugatura: per trenta minuti si fa convogliare aria calda e secca lungo la macchina per vaporizzare l'acqua rimasta che non è stata scaricata in fognatura. Il cestello gira a cinque rpm, mentre UTA, aspiratore e FAN sono rimessi in funzione e quasi a pieno carico.

Detto questo si espongono i risultati dell'analisi numerica.

Per quanto riguarda le energie elettriche, sono così distribuite:

Energie elettriche totali	[kJ]	[Wh]
FAN	883745	245484,7
Peristaltica	16200	4500
Aspiratore	179137,5	49760,42
PAN	86737,5	24093,75
Agitatore	32400	9000
Pompa acqua	12420	3450
Pompa detergente	5760	1600

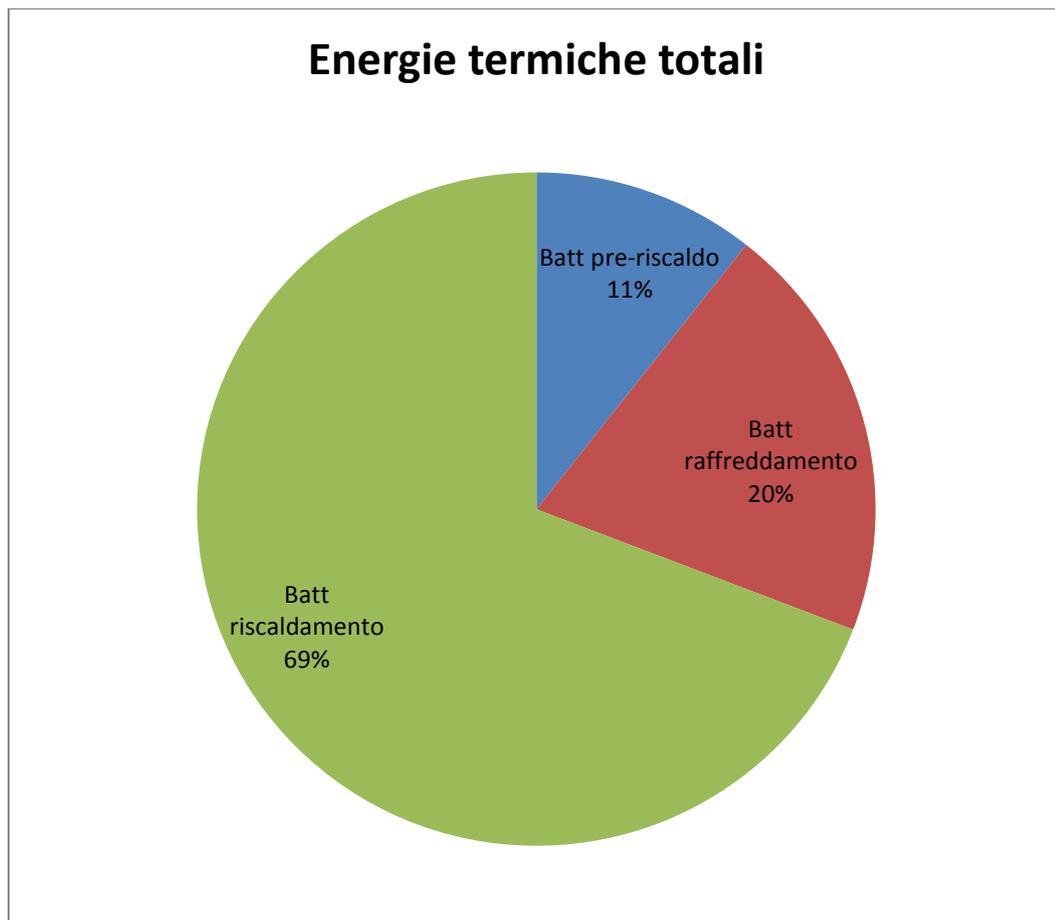


Come si può notare, il ventilatore da 37 kW massimi d'assorbimento occupa quasi i tre quarti di energia elettrica totale consumata. La peristaltica, com'era prevedibile, si è rivelata essere di piccolissimo spessore, mentre agitatore e spolveratore non erano neanche paragonabili.

Il cestello consuma relativamente poco poiché esso gira a velocità molto basse, perciò ben lontano dai consumi di punta del motore elettrico a lui associato (collegati tramite un riduttore ordinario con rapporto di riduzione molto alto). Pompe di acqua e detergente consumano poco a livello elettrico, ma molto a livello di portata: la Perfima 500 consuma 5000 litri d'acqua per lavaggio.

Per quanto riguarda le energie termiche invece risulta dai calcoli:

Energie termiche totali	[kJ]	[Wh]
Batt pre-riscaldamento	400520,8891	111255,8
Batt raffreddamento	761599,3998	211555,4
Batt riscaldamento	2609187,493	724774,3



Come era facile prevedere, la batteria di riscaldamento scambia più energia termica di quella di pre, mentre la batteria di raffreddamento occupa un buon quinto dell'energia termica totale in quanto le lavorazioni di coating necessitano di aria particolarmente secca.

In conclusione, la compressa è pronta ad essere impacchettata e distribuita sul mercato, in quanto non necessita di ulteriori lavorazioni. Il tutto è stato eseguito in efficienza e assoluto rigore per quanto riguarda la sicurezza del futuro paziente che necessiterà del farmaco, sia degli operatori addetti alle macchine e ai relativi impianti appena esposti.

Da un punto di vista di tutto l'insieme, sono stati calcolati i consumi energetici per produrre un singolo chilogrammo di prodotto per ciascuna macchina; solitamente ogni macchina tende ad avere consumi specifici simili tra taglia e taglia, cioè gli impianti sono progettati per avere un rapporto costante caratteristico tra energia consumata e quantità di prodotto lavorato: questo risultato è stato confermato per quasi tutte le famiglie di macchine, tranne la famiglia Perfima. Questo molto probabilmente è dovuto all'aleatorietà del processo di coating e al fatto che non c'è corrispondenza

tra il rapporto fra la massa di prodotto lavorato e il rapporto fra le dimensioni della macchina rispetto due taglie diverse (ad esempio, tra la Perfima 500 e la 200 c'è un rapporto di 0,5 tra le masse lavorate e 2/3 tra le dimensioni e le energie in gioco).

I calcoli dei consumi specifici esposti qui sotto sono espressi in kWh/kg:

- Roto Cube 600: elettrico = 0,735 termico = 0,353 per 200 kg di prodotto
- Roto Mix 600 (granulazione) + Aria 600 (essiccamento): elettrico = 0,131 termico = 0,294 per 200 kg di prodotto
- Aria 600: elettrico = 0,194 termico = 1,026 per 300 kg di prodotto
- Aria 120: elettrico = 0,188 termico = 0,891 per 50 kg di prodotto
- Perfima 500: elettrico = 0,782 termico = 2,764 per 400 kg di prodotto
- Perfima 200: elettrico = 0,948 termico = 3,134 per 200 kg di prodotto

Si noti la grossa differenza tra due lavorazioni gemelle fatte dalle due macchine per il coating.

Ipotesi di recupero energetico

Nella parte precedente è stata studiata la distribuzione di energie nei vari impianti farmaceutici dell'asset commerciale di IMA S.p.A. : dopo vari calcoli, prove di laboratorio, parametri misurati e calcoli di bilancio energetico, è stata redatta una sorta di “mappatura” di come e in che quantità sono impegnate le potenze (elettriche e termiche particolarmente) all'attuale stato dell'arte.

In questa parte sarà, invece, studiato e approfondito il tema su cosa, come e se conviene recuperare. Particolare attenzione sarà posta riguardo agli impianti dotati di unità trattamento aria o UTA, in quanto essi lavorano portate d'aria di dimensione crescente col crescere della taglia della macchina, le scaldano e le deumidificano, per poi convogliarle all'interno della macchina, dove adempiono il loro compito; fatto questo, però, nell'attuale situazione l'aria è semplicemente espulsa in atmosfera, portando con sé energia termica riutilizzabile.

L'attenzione è stata volta poi ai sistemi di lavaggio: si è posto il problema di studiare se effettivamente sono necessari tutti quei litri d'acqua per la pulizia della macchina e se è possibile riciclarne una parte e/o ottimizzarne l'uso, magari riducendone la quantità.

Infine, una volta fatti questi ragionamenti, si cercano possibili soluzioni su come modificare l'impianto senza cambiarlo radicalmente, cioè se è possibile ottenere dei risultati razionali ed economicamente utili apportando poche modifiche al layout attuale.

Per prima cosa sarà studiato il caso dell'UTA.

Studio di fattibilità di ricircolo d'aria: ipotesi di recuperatore di calore

Come detto precedentemente, l'unità trattamento aria viene installata laddove la lavorazione e/o la macchina necessita di aria trattata per funzionare: quest'ultima esegue un pre-riscaldamento (se le condizioni dell'aria esterna sono tipiche di un clima invernale e rigido), un raffreddamento con deumidificazione ed un riscaldamento vero e proprio, in modo da avere all'uscita dell'UTA un'aria calda e secca, con i parametri termodinamici richiesti. Una volta pronta, l'aria esce dall'unità e viene convogliata all'interno della macchina; nel suo passaggio esegue l'asciugatura o l'essiccamento del processo, o nel caso del letto fluido, oltre a ciò mantiene in sospensione le polveri. Facendo ciò, l'aria cede calore e raccoglie umidità (tipicamente), ma dato che il tempo di permanenza di essa nella macchina è minimo (pochi secondi), esce dalla camera di lavorazione con valori d'entalpia ancora rilevanti. L'aria viene aspirata verso il gruppo di filtraggio, il quale ha il compito di trattenere ogni impurità e particella di prodotto che il fluido si è portato con sé dalla

lavorazione. Una volta fatto ciò, l'aria raggiunge la ventola dell'aspiratore (responsabile dell'attraversamento del fluido per tutto l'impianto), la attraversa e viene così espulsa in atmosfera, chiudendo il suo ciclo come fluido di processo.

Detto questo, sono stati analizzati i dati delle prove di laboratorio, i quali hanno registrato i valori dei parametri di tutto il processo, grazie ad appositi strumenti di misura posti lungo tutto l'impianto. Essendo una mole enorme di numeri, non è possibile visualizzarli in questa tesi, però se ne mostra un grafico che ne mostra l'andamento in funzione del tempo.

Per cominciare si espone in figura 6.1 il grafico di un tipico processo di granulazione ed essiccamento su una macchina Aria 120.

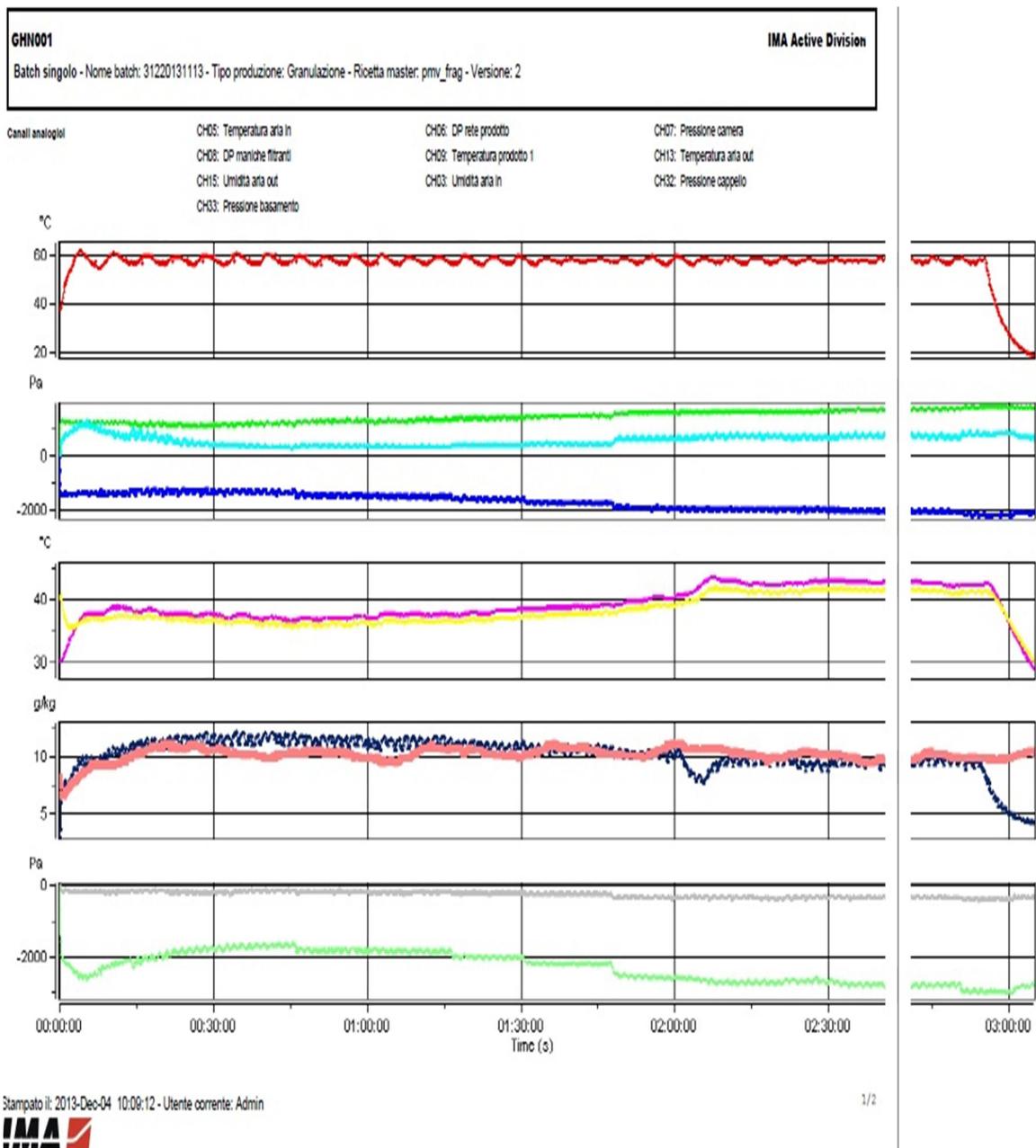
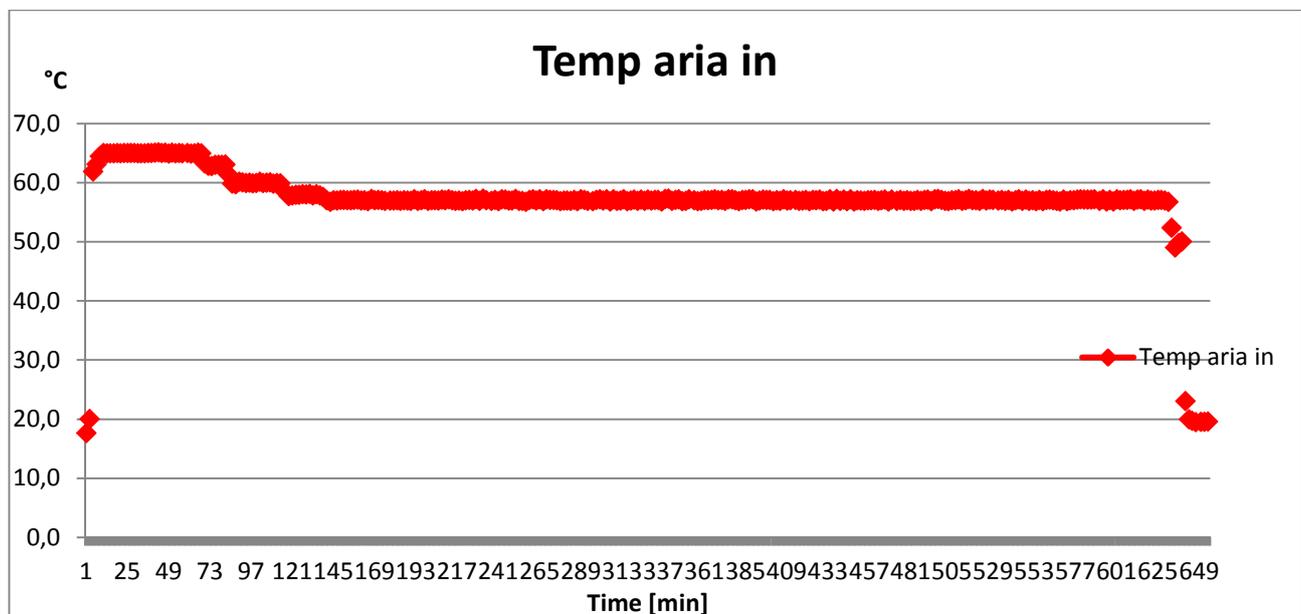


figura 6.1

Come si può ben notare, temperatura media di prodotto e temperatura aria in uscita vanno a pari passo lungo il processo, se si trascura il breve transitorio iniziale: all'inizio la temperatura è relativamente bassa, cosa dovuta al fatto che si sta immettendo acqua nel sistema, la quale raffredda molto e perciò asporta molto calore, per poi salire gradualmente, per poi raggiungere un massimo durante il processo di essiccamento; bisogna fare notare che in questa prova si sono mantenuti relativamente bassi i parametri di temperatura, in quanto la ricetta in questione lo richiedeva (per le prove di laboratorio si utilizzano placebo così da evitare l'utilizzo di dispendiosi e costosi principi attivi, che a fine prova andrebbero buttati (e per buttati s'intende raccolti in appositi contenitori ed inviati ad un centro di smaltimento rifiuti particolari e potenzialmente costosi, operazione che costa molto denaro). Molte volte i processi richiedono un afflusso d'aria che supera i 90 °C a portate considerevoli per intere ore. Da ciò s'intuisce già che si ha un sensibile, se non notevole, spreco energetico.

Oltre alle macchine letto fluido, anche le macchine per il coating necessitano di un'UTA per asciugare il film o le pellicole continuamente: come nel caso precedente, anche qui i fluidi di processo sono a perdere, specialmente l'aria.

Si mostra in figura 6.2 l'andamento dei parametri termodinamici di un tipico processo di filming su una Perfima 200.



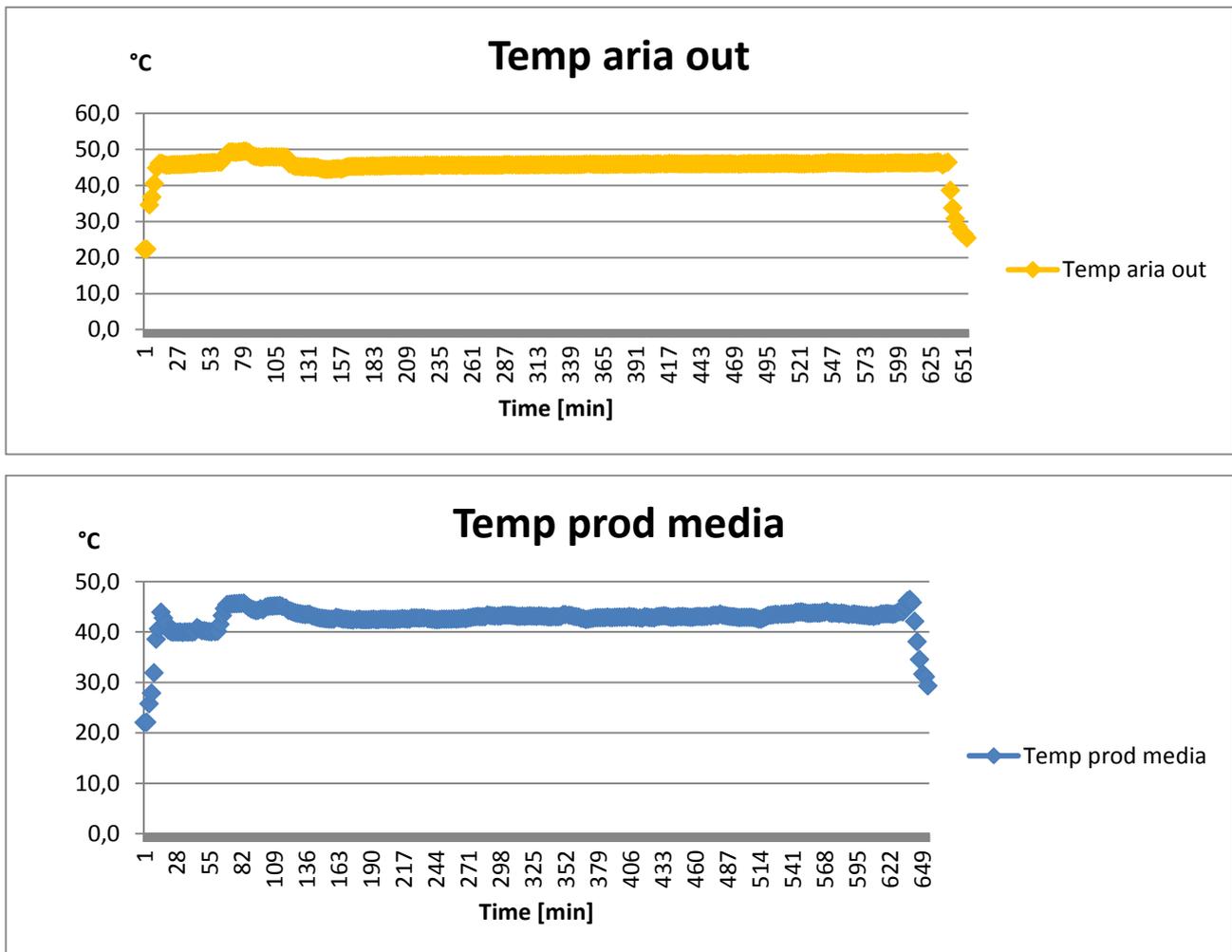


figura 6.2

Come nel caso precedente, e forse anche di più, l'aria esce dal processo ancora calda: il salto di temperatura, in questo caso, non supera i 10 °C, mentre l'umidità sale e si attesta nell'aria d'uscita sui 10-15 g/kg. Questo succede per il semplice fatto che l'aria permane brevemente all'interno della macchina, perciò ha fisicamente poco tempo materiale per cedere calore; in più, a differenza del letto fluido, l'asciugatura della sostanza filmante comporta una minore asportazione d'acqua dal prodotto.

In conformità a questi ragionamenti, il migliore recupero energetico dal punto di vista dell'aria di processo dovrebbe risultare, di primo acchito, rispetto gli impianti di coating: ciò è dovuto alle ipotesi scritte sopra più al fatto che le portate d'aria richieste sono maggiori.

A tale proposito sono state fatte delle prime ipotesi teoriche di una possibile situazione di layout d'impianto dotato di recuperatore di calore posto a monte dell'UTA; fatto, cioè, prendendo sempre come riferimento le prove fatte sulle macchine in laboratorio, sono stati eseguiti dei primi calcoli di stima di quanta energia e potenza termica si riesce a recuperare e in che condizioni entra ed esce

dallo scambiatore l'aria fresca e l'aria riciclata. Si tiene a sottolineare che non vi è alcuno scambio di materia, bensì di sola energia: il titolo (umidità assoluta) perciò rimane costante, mentre ovviamente il grado igrometrico diminuisce (vedi grafico di Mollier).

Si espongono di seguito i risultati dei calcoli termodinamici riguardanti rispettivamente le macchine Aria 600 e Perfima 500, divise per ogni sotto-fase di un classico ciclo di produzione.

Caso in esame: Aria 600.

Riscaldamento macchina			
Temperatura aria processo uscita [°C]	45	Entalpia specifica aria processo [KJ/Kg]	63,87415
Umidità aria processo uscita assoluta [Kg _v /Kg _a]	0,0045	Temperatura aria fresca scaldata [°C]	28,62
Portata volumetrica aria processo [m ³ /h]	2000	Densità aria riscaldata [kg/m ³]	1,177
Coefficiente perdite di calore μ	0,9	Portata massica aria esterna [Kg/m ³]	0,718611
Densità aria uscita [Kg/m ³]	1,11	Entalpia specifica aria scaldata [kJ/kg]	66,93567
Efficienza scambiatore ε	0,6	Entalpia specifica aria fresca [kJ/kg]	49,842
Percentuale aria riutilizzata	1	Potenza termica recuperata [kW]	12,2837

Carico prodotto			
Temperatura aria processo uscita [°C]	37	Entalpia specifica aria processo [KJ/Kg]	57,5624
Umidità aria processo uscita assoluta [Kg _v /Kg _a]	0,008	Temperatura aria fresca scaldata [°C]	24,3
Portata volumetrica aria processo [m ³ /h]	440	Densità aria riscaldata [Kg/m ³]	1,185
Coefficiente perdite di calore μ	0,9	Portata massica aria esterna [Kg/m ³]	0,158583
Densità aria uscita [Kg/m ³]	1,11	Entalpia specifica aria scaldata [kJ/kg]	62,49255
Efficienza scambiatore ε	0,6	Entalpia specifica aria fresca [kJ/kg]	49,842
Percentuale aria riutilizzata	1	Potenza termica recuperata [kW]	2,006166

Spraying			
Temperatura aria processo uscita [°C]	36	Entalpia specifica aria processo [KJ/Kg]	65,5366
Umidità aria processo uscita assoluta [kg _v /Kg _a]	0,0115	Temperatura aria fresca scaldata [°C]	23,76
Portata volumetrica aria processo [m ³ /h]	2800	Densità aria riscaldata [Kg/m ³]	1,185
Coefficiente perdite di calore μ	0,9	Portata massica aria esterna [Kg/m ³]	1,009167
Densità aria uscita [Kg/m ³]	1,11	Entalpia specifica aria scaldata [kJ/kg]	61,93716
Efficienza scambiatore ε	0,6	Entalpia specifica aria fresca [kJ/kg]	49,842
Percentuale aria riutilizzata	1	Potenza termica recuperata [kW]	12,20603

Essiccamento			
Temperatura aria processo uscita [°C]	40	Entalpia specifica aria processo [KJ/Kg]	61,896
Umidità aria processo uscita assoluta [Kg _v /Kg _a]	0,0085	Temperatura aria fresca scaldata [°C]	25,92
Portata volumetrica aria processo [m ³ /h]	3600	Densità aria riscaldata [Kg/m ³]	1,18
Coefficiente perdite di calore μ	0,9	Portata massica aria esterna [Kg/m ³]	1,295
Densità aria uscita [Kg/m ³]	1,11	Entalpia specifica aria scaldata [kJ/kg]	64,15872
Efficienza scambiatore ϵ	0,6	Entalpia specifica aria fresca [kJ/kg]	49,842
Percentuale aria riutilizzata	1	Potenza termica recuperata [kW]	18,54015

Asciugatura			
Temperatura aria processo uscita [°C]	50	Entalpia specifica aria processo [KJ/Kg]	78,545
Umidità aria processo uscita assoluta [Kg _v /Kg _a]	0,011	Temperatura aria fresca scaldata [°C]	31,32
Portata volumetrica aria processo [m ³ /h]	2000	Densità aria riscaldata [Kg/m ³]	1,16
Coefficiente perdite di calore μ	0,9	Portata massica aria esterna [Kg/m ³]	0,713889
Densità aria uscita [Kg/m ³]	1,11	Entalpia specifica aria scaldata [kJ/kg]	69,71262
Efficienza scambiatore ϵ	0,6	Entalpia specifica aria fresca [kJ/kg]	49,842
Percentuale aria riutilizzata	1	Potenza termica recuperata [kW]	14,18541

Dai calcoli si evince che un possibile recuperatore posto nell'impianto a letto fluido non è molto promettente da un punto di vista termo energetico: per i calcoli è stato ipotizzato un recuperatore a flusso incrociato ad alette con rendimento $\epsilon = 0,6$, cioè nella norma, e una stima delle perdite dovute alle dissipazioni nel tragitto tra l'uscita dal ventilatore e l'ingresso nello scambiatore del 10%. Detto questo, i suoi ultimi valori di rendimento potrebbero essere aumentati mettendo un secondo recuperatore in serie rispetto al primo (il rendimento ϵ potrebbe raggiungere il 90%) e sollecitando i clienti a posizionare i componenti dell'impianto i più vicini possibili tra loro, in modo da diminuire la distanza che l'aria deve percorrere e, di conseguenza, le perdite di calore dovute a ciò.

A prescindere da questo, nelle macchine a letto fluido l'aria esce con entalpia bassa (bassa temperatura di conseguenza) in quanto essa deve essiccare il prodotto, e cioè deve asportare acqua dalla soluzione cedendone calore: di conseguenza, l'aria esce dalla macchina con un titolo elevato, e perciò resta a cedere calore in un possibile scambiatore.

Sono esposti qui sotto i risultati riguardo la macchina Perfima 500.

Fase pre-riscaldamento			
Temperatura aria processo uscita [°C]	40	Entalpia specifica aria processo [KJ/Kg]	52,88
Umidità aria processo uscita assoluta [Kg _v /Kg _a]	0,005	Temperatura aria fresca scaldata [°C]	25,92
Portata volumetrica aria processo [m ³ /h]	5200	Densità aria riscaldata [Kg/m ³]	1,18
Coefficiente perdite di calore μ	0,9	Portata massica aria esterna [Kg/m ³]	1,870556
Densità aria uscita [Kg/m ³]	1,11	Entalpia specifica aria scaldata [kJ/kg]	38,66624
Efficienza scambiatore ε	0,6	Entalpia specifica aria fresca [kJ/kg]	24,614
Percentuale aria riutilizzata	1	Potenza termica recuperata [kW]	26,2855

Spray + essiccamento			
Temperatura aria processo uscita [°C]	46,5	Entalpia specifica aria processo [KJ/Kg]	59,44175
Umidità aria processo uscita assoluta [Kg _v /Kg _a]	0,005	Temperatura aria fresca scaldata [°C]	29,43
Portata volumetrica aria processo [m ³ /h]	5500	Densità aria riscaldata [Kg/m ³]	1,175
Coefficiente perdite di calore μ	0,9	Portata massica aria esterna [Kg/m ³]	1,974653
Densità aria uscita [Kg/m ³]	1,11	Entalpia specifica aria scaldata [kJ/kg]	42,20959
Efficienza scambiatore ε	0,6	Entalpia specifica aria fresca [kJ/kg]	23,3526
Percentuale aria riutilizzata	1	Potenza termica recuperata [kW]	37,236

Essiccamento			
Temperatura aria processo uscita [°C]	55	Entalpia specifica aria processo [KJ/Kg]	67,5016
Umidità aria processo uscita assoluta [Kg _v /Kg _a]	0,0048	Temperatura aria fresca scaldata [°C]	34,02
Portata volumetrica aria processo [m ³ /h]	5200	Densità aria riscaldata [Kg/m ³]	1,143
Coefficiente perdite di calore μ	0,9	Portata massica aria esterna [Kg/m ³]	1,843833
Densità aria uscita [Kg/m ³]	1,11	Entalpia specifica aria scaldata [kJ/kg]	46,84319
Efficienza scambiatore ε	0,6	Entalpia specifica aria fresca [kJ/kg]	24,10944
Percentuale aria riutilizzata	1	Potenza termica recuperata [kW]	41,91725

Utilizzando le stesse ipotesi di prima, si nota che nella macchina per il coating l'aria di processo esce con un'umidità più bassa rispetto al letto fluido: ciò è dovuto al fatto che asciugare una verniciatura, è lungi da essere paragonabile a un essiccamento. Per tale motivo, sommato al fatto che le portate d'aria in gioco sono maggiori, l'impianto si presta meglio a un possibile recupero di

fluido di processo, in quanto il salto termico tra ingresso e uscita dell'aria è molto basso (ΔT non supera mai i 10-15 °C) e la bassa presenza di vapore all'interno di essa ostacola meno la cessione di calore ad un fluido in controcorrente. L'impianto di coating sarà perciò oggetto di maggiore studio per quanto riguarda il sistema a recuperatore di calore.

Questo però non deve screditare il caso del letto fluido: i risultati dei calcoli possono risultare bassi e scadenti, ma ciò è ampiamente imputabile al fatto che le prove sono state fatti in un giorno particolarmente umido e per tale motivo risultano "falsati": reimpostando i valori di umidità d'ingresso più bassi il sistema di calcolo dà dei risultati decisamente migliori, positivi in merito ad un teorico sistema di recupero. In merito all'umidità in ingresso, nei casi in cui l'aria esterna sia molto umida, si può pensare di inserire a monte del recuperatore dei sali igroscopici, in grado di trattenere umidità fino a alla loro saturazione, per poi poter essere rigenerati semplicemente essiccandoli con un piccolo flusso d'aria. Ciò permetterebbe un abbattimento dell'umidità contenuta nel flusso d'aria fresca, con conseguente aumento del salto termico massimo che essa può fare.

Ipotesi di recupero con mescolatore adiabatico

Quest'ipotesi è stata pensata come alternativa al sistema con recuperatore di calore: essa prevede di recuperare parte dell'aria in uscita dalla macchina (una sorta di spillamento) e convogliarla all'interno di un mescolatore adiabatico posto a monte dell'UTA; dentro quest'ultimo il flusso riciclato si mescola con un flusso d'aria fresca in ingresso, in modo che la somma delle due portate massiche dia come risultato la portata richiesta in ingresso della macchina.

In tale ottica di ragionamento sono stati eseguiti alcuni calcoli preliminari per dare un'idea di massima delle potenzialità di tale ipotesi, ottenendo inoltre risultati positivi e alquanto convenienti.

L'idea, però, è stata successivamente scartata ed abbandonata poiché il ricircolo d'aria di processo mescolata ad aria fresca porterebbe all'immissione nel sistema di umidità appena asportata e, soprattutto, possibili impurità ed inquinanti rimasti sospesi nel fluido nonostante il generoso sistema di filtraggio, i quali comprometterebbero la buona riuscita e la qualità della lavorazione, cosa assolutamente da evitare.

Per tali motivi, l'ipotesi di mescolamento non sarà trattata in questo studio, in quanto a prescindere dalla sua fattibilità da un punto di vista termodinamico, essa è inapplicabile nel contesto impiantistico di IMA S.p.A. .

Considerazioni sui restanti impianti

Gli altri impianti trattati non presentano un sistema a flusso d'aria, perciò le considerazioni appena fatte per loro non hanno significato.

Per quanti riguarda la macchina Roto mix, essa funziona tramite utenze elettriche e qualche utenza pneumatica: possibili miglioramenti da un punto di vista energetico possono essere fatti installando motori e attuatori elettrici con rendimenti migliori e quindi, a parità di carico richiesto, consumi ridotti. A parte questo, non sono stati trovati elementi su cui si possano ipotizzare strategie di recupero inerenti a questa tesi.

Stessi ragionamenti si possono fare per la macchina Roto Cube, con la differenza che questa macchina funziona tramite potenza idraulica: un attento riesame ha segnalato il fatto che la centrale idraulica è sovradimensionata per essere all'altezza di ogni situazione, portando però dei consumi elevati di portate d'olio, di lavoro di pompaggio e perciò di energia elettrica. Un modo per ridurre il gap potrebbe essere quello di collaborare con le aziende fornitrici di queste apparecchiature idrauliche e cercare di sviluppare un sistema di potenza ad hoc per ciascuna macchina, o almeno per la taglia più venduta, in modo da risparmiare dell'energia in eccesso, oltre che spendere meno per realizzare la macchina. Oltre a ciò, un ulteriore passo avanti si potrebbe fare lavorando sul gruppo di termoregolazione: innanzitutto, si potrebbe fare una ricerca di mercato atta a trovare scambiatori di calore ad acqua più efficienti di quello attualmente installato, se possibile, e cercare di utilizzare direttamente acqua calda o fredda bypassando la fase intermedia di riscaldamento o raffreddamento del batch d'acqua, operazione che comporta perdite di carico termico e allungamento dei tempi operativi: ciò può essere fatto collaborando col cliente, in modo da trovare soluzioni ottimali di layout dell'impianto ove questo è possibile.

Per quanto riguarda le comprimetrici, invece, esse sono sostanzialmente macchine automatiche, perciò non dipendenti da particolari impianti specifici, ma bisognose di sola elettricità e aria compressa. Per questo motivo la loro efficienza non è oggetto di questo studio, in quanto possibili migliorie possono essere fatte nel campo della tribologia e delle trasmissioni meccaniche.

Approfondimento sullo studio di fattibilità di un recuperatore in un impianto di coating

Come detto in precedenza, il processo di tablet coating risulta essere il più interessante da un punto di vista del recupero di fluidi a perdere: l'aria di processo viene espulsa dalla macchine avente uno stato termodinamico alto, che potrebbe essere riutilizzato per cedere più calore possibile all'aria fresca in ingresso, invece che essere buttato; dalle prove sperimentali si evince che l'aria in uscita

differisce in temperatura dall'aria in ingresso di 10, massimo 15 gradi centigradi per tutta la durata del processo, con un titolo maggiorato di poche unità. Allo stato dell'arte quest'aria è espulsa nell'atmosfera subito dopo aver attraversato l'aspiratore.

Si tratta perciò di un sistema a ciclo aperto, in cui l'unità trattamento aria si accolla il compito di trattare in continuazione aria fresca e portarla alle condizioni di umidità assoluta e temperatura richieste: se si suppone di essere in una situazione in cui l'aria esterna è a 20 °C, con un titolo di 12 g/kg e deve essere portata a 80 °C, con un titolo di 5 g/kg, la potenza termica che l'UTA deve fornire, tramite vapore saturo per scaldare e acqua gelida per deumidificare, è proporzionale alle relative differenze (in particolare la temperatura, in quanto uno scambio termico vale

$$Q = G_v \times c_{p,v} \times \Delta T$$

e quindi palesemente direttamente proporzionale all'aumento della differenza di temperatura).

Avendo chiarito e poi quantificato con dei calcoli l'energia termica che si spreca in questo modo (nel caso della Perfima 500, per tutto il ciclo produttivo l'entalpia specifica dell'aria espulsa non scende sotto i 59 kJ/kg, con una portata massica di quasi 2 kg/s), si è incominciato a pensare a come si potesse utilizzarne almeno una parte.

Per prima cosa si è ipotizzato di porre un recuperatore di calore a correnti incrociate appena a monte dell'UTA, allo scopo di convogliare l'aria in uscita dalla macchina all'interno di esso per cedere calore all'aria fresca aspirata in ingresso: quest'ipotesi, se realizzata, comporterebbe un piccolo aumento dei costi fissi per quanto riguarda l'acquisto di più metri di tubature, più metri quadri di isolante, un recuperatore (prima non presente) e un aspiratore più potente, dovuto all'aumento delle perdite di carico distribuite (più metri di tubazioni) e concentrate (recuperatore in primis, più possibili curve a gomito della tubazione dovute a ragioni costruttive di layout). A ragion del vero, tali costi aggiuntivi sono di entità modesta, poiché tubazioni e coibentazioni non comportano di per sé elevati prezzi per unità, mentre quello che potrebbe preoccupare più di tutti, il ventilatore, in realtà comporta un aumento di costo sia fisso sia variabile poco più alto, in quanto l'aumento di potenza richiesta in risposta dell'aumento di Δp risulta di pochi Watt maggiore, e dato che il costo dipende direttamente dalla potenza installata, esso risulterà di modesta entità.

Detto ciò, sono stati fatti dei primi calcoli teorici sulla potenzialità di tale sistema di recupero utilizzando come parametri di processo gli stessi utilizzati per analizzare e descrivere la distribuzione di energie e potenze nella macchina Perfima.

Sono qui sotto visualizzati i risultati ottenuti.

Fase di lavorazione	Temp aria processo ingresso [°C]	Temp aria fresca uscita [°C]	Potenza termica recuperata [KW]
Pre-riscaldamento macchina	40	25,92	26,2854956
Spray + essiccamento	46,5	29,43	37,23599781
Essiccamento	55	34,02	41,91724604

Questi risultati mostrano palesemente il guadagno che si avrebbe investendo su un sistema di recupero energetico: tenendo conto degli alti valori di portata, questi numeri giustificano ampiamente l'aumento di costo dell'impianto.

Tali risultati sono stati ottenuti ipotizzando un rendimento dello scambiatore del 60% (cioè solo poco più della metà della potenza termica del fluido uscente riesce ad essere utilizzata dal recuperatore) e si è ipotizzata una perdita di carico termico dovuta alle dissipazioni lungo la condotta del 10% della potenza contenuta all'uscita della macchina.

Tenendo presente che tali constatazioni sono puramente teoriche, la dirigenza ha ritenuto valido il risultato ottenuto e, per tale motivo, è stata contattata un'azienda specializzata in condotte e componenti per gli impianti aeraulici, la Veronesi Group, per approfondire la questione con esperti del settore e confrontare il loro parere a riguardo con i calcoli teorici e le ipotesi sopra citati.

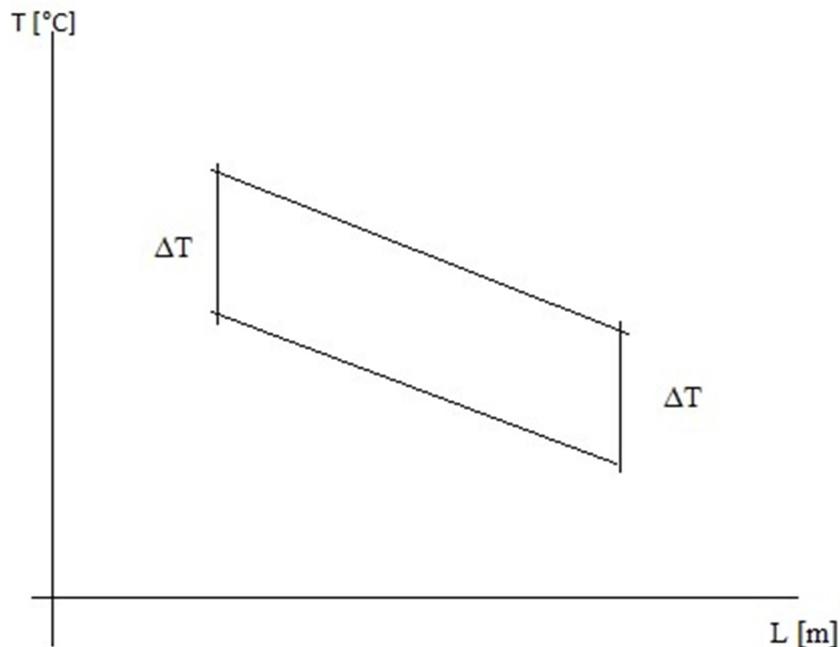
L'incontro ha avuto esito positivo: non solo è stata avvalorata l'idea di un recuperatore di calore come ipotesi più fattibile sia da un punto di vista economico che tecnico, ma sono stati confermati i numeri ottenuti come plausibili, in quanto calcolati col giusto criterio logico-matematico.

In più, è stato fatto notare come l'aggiunta di un secondo recuperatore, che lavori in parallelo col primo, se opportunamente dimensionato può garantire un'efficienza del 90%, arrivando così, di fatto, al recupero di più di un terzo d'energia termica che non sarebbe più a carico dell'unità trattamento aria.

Unica parentesi negativa legata intrinsecamente al recuperatore di calore è la sua stessa pulizia: come un filtro, le superfici di scambio devono essere regolarmente pulite da impurità depositate dall'aria, incrostazioni e condensa di vapore; questo piccolo intoppo, però, comporta modesti costi di manutenzione, la quale può essere fatta durante le numerose soste della macchina dovute ai tempi di preparazione del prodotto.

Detto ciò, ci si è posto il problema di come avere una resa finale ancora più alta. Innanzitutto è stata presa in considerazione l'idea di sostituire come alternativa al recuperatore a flussi incrociati uno scambiatore coassiale: quest'ultimo consiste in uno scambiatore in controcorrente in cui la condotta del fluido caldo avvolge ad elica la condotta del fluido freddo, in modo da avere una superficie di scambio più alta possibile. In ambito commerciale, esso è di facile reperibilità e costo

contenuto; in più, se di ottima qualità e ben dimensionato per il carico termico e la portata desiderate, lo scambiatore può fornire un salto di temperatura di entrambi i fluidi $\Delta T = 5 - 10 \text{ }^\circ\text{C}$. Questo è dovuto al fatto che entrambe le correnti d'aria nello scambiatore hanno puntualmente lo stesso valore di portata: come scritto nei richiami di termodinamica, ciò comporta che entrambi i fluidi subiscano lo stesso salto di temperatura (anche se di segno opposto) in quanto l'equazione di bilancio della potenza termica lo impone (portata massica e calore specifico a pressione costante sono uguali e pertanto si semplificano). Tutto ciò è ben rappresentato nel grafico sottostante, dove nelle ascisse si ha l'effettiva lunghezza delle tubazioni di scambio termico in ordinate la temperatura e la linea di sopra rappresenta la diminuzione di temperatura del fluido caldo e quella di sotto l'aumento della temperatura del fluido freddo.



Si nota immediatamente che le due linee sono parallele, in quanto la distanza tra di loro rappresenta il salto di temperatura comune a entrambi i flussi. A rigore di teoria, le linee non dovrebbero essere delle rette, bensì delle curve logaritmiche: la semplificazione in segmenti lineari è stata fatta poiché le differenze di temperature in gioco sono modeste (dai 10°C ai 90°C nei casi estremi) e, per tale motivo, l'errore di semplificazione che si commette è trascurabile.

Ipotizzando di riuscire a dimensionare uno scambiatore con $\Delta T = 10^\circ\text{C}$, nel caso della Perfima 500 l'aria in uscita ha una temperatura di 55°C , mentre in ingresso è richiesta a 70°C : ciò significa che l'aria espulsa dalla macchina entra nello scambiatore, cede calore e abbassa la propria temperatura fino al valore di

$$T_{c,out} = T_{c,in} - \Delta T = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Questo calore viene assorbito dal flusso d'aria fresca in ingresso, ipotizzato avente una temperatura iniziale di 20 °C, il quale aumenta la propria temperatura di

$$T_{f,out} = T_{f,in} + \Delta T = 45 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Si ottiene così un sistema dove l'aria di processo cede parte della sua energia al flusso di aria fresca in ingresso, prima di essere espulsa in atmosfera: questo comporta un recupero considerevole di energia che sarebbe altrimenti sprecata, si evita di trattare l'aria in uscita (in alcuni paesi le normative vietano alle aziende di espellere in atmosfera aria troppo calda per motivi d'inquinamento ambientale), si spende meno per trattare l'aria in ingresso e portarla alla temperatura richiesta; il tutto si può ottenere con un modesto investimento sul layout d'impianto, che però si ripagherà nel tempo con i benefici sopra citati.

Per quantificare l'efficacia di tale scambiatore, è stata calcolata la potenza termica massima che esso può garantire, tenendo conto delle perdite e dei rendimenti:

$$P_{max} > 40 \text{ kW}$$

A prescindere dalla fase del ciclo produttivo, questo risultato ci dimostra che, in linea teorica, ma attendibilmente, il sistema genera circa un terzo o poco meno della potenza termica che l'attuale sistema a ciclo aperto deve cedere all'aria fresca in ingresso.

È stato perciò dimostrato come, su base puramente teorica, il sistema di recupero dell'aria di processo sia estremamente conveniente: a tale proposito, però, si vuole ricordare che, finché tali ipotesi non saranno avvalorate da prove sperimentali effettuate su impianti campione, queste conclusioni non sono da assumere come verità assoluta, bensì come un primo approccio teorico sulla fattibilità o meno di un sistema di recupero.

In merito all'equazione di bilancio energetico, si è pensato di aumentare la portata massica d'aria per avere una resa ancora più alta dello scambiatore: da un punto di vista termico, la potenza ceduta dall'aria al prodotto rimane la stessa, in quanto in formule vale

$$Q = m_a \times c_{p,a} \times \Delta T$$

Se si pensa, a titolo esplicativo, di raddoppiare la portata, di conseguenza, a parità degli altri parametri di processo, il salto di temperatura dell'aria risulterà dimezzato:

$$\mathbf{m}'_a = 2 \times \mathbf{m}_a$$

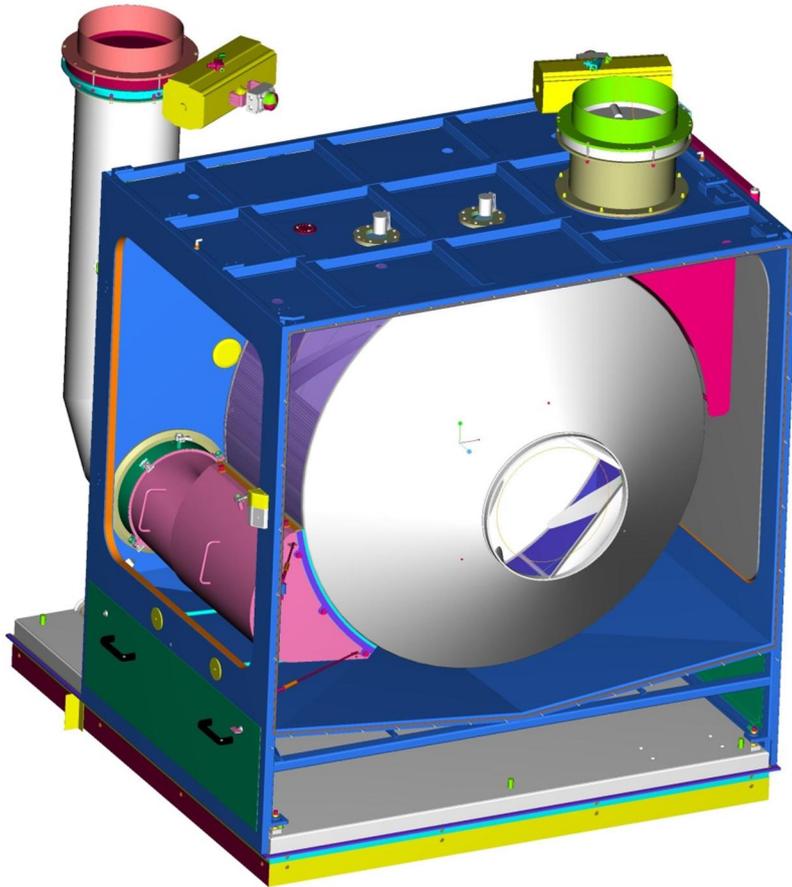
$$\Delta\mathbf{T}' = \Delta\mathbf{T}/2$$

Come scritto sopra, da un punto di vista termodinamico del prodotto nulla cambia e l'aria di processo uscirebbe dalla macchina con temperatura maggiore, aumentando di conseguenza la resa dello scambiatore di calore.

Questa "miglioria" non può essere applicata nella pratica purtroppo, in quanto la macchina non riuscirebbe a gestire un aumento di portata per ragioni costruttive: sia il diffusore d'ingresso che la bocca d'uscita dell'aria di processo sono state progettate e disegnate per concentrare il più possibile il flusso d'aria sul prodotto, e pertanto il fluido percorre non tutto il volume della macchina, ma solamente la parte del cestello metallico dove rotolano le compresse una sull'altra. Tali condotte sono state lungamente studiate per essere ottimizzate al massimo da un punto di vista fluidodinamico e, pertanto, non possono essere oggetto di ulteriori modifiche. Specificatamente, il convogliatore d'uscita dell'aria, posizionata in basso a sinistra, abbraccia la superficie circolare del cestello: se si volesse aumentare la portata, essa dovrebbe essere ingrandita di diametro per ospitare l'aria dentro di sé; ciò comporterebbe, però, che la condotta si mettesse ad aspirare porzioni di vuoto, portando perciò non pochi danni alla struttura. Il tutto è mostrato nella figura sottostante.

Inoltre, le velocità del flusso d'aria in ingresso e in uscita sono preimpostate, in quanto un loro aumento provocherebbe la compattazione delle compresse una contro l'altra, diventando così un agglomerato informe tenuto insieme dalla sostanza filmante, che agirebbe come legante; tali limiti sono 10 m/s in ingresso (così che il flusso in ingresso che investe le compresse non sia dannoso) e 20 in uscita, in modo che quest'ultima sia in grado di trascinare con sé le polveri asportate dalla lavorazione (così da non creare agglomerati di polvere lungo le condotte dell'aria). A tale scopo, le condotte a monte della macchina hanno sezione di passaggio maggiore rispetto quelle a valle, in quanto, a parità di portata (parametro impostato dalla capacità dell'UTA), all'aumentare dell'area diminuisce la velocità del fluido. In formule

$$\tilde{\mathbf{V}} = \mathbf{A} \times \mathbf{v} \text{ [m}^3/\text{s} = \text{m}^2 \times \text{m/s} \text{]}$$



Per questi motivi non è possibile modificare il parametro di portata d'aria e ottenere così una maggiore resa da parte dello scambiatore.

Studio di fattibilità dell'inserimento di una termoresistenza

Una volta conclusasi l'argomento recuperatore di calore, ci si è interrogati se, una volta dimensionato ed installato uno scambiatore, sia ancora necessaria un'unità trattamento aria o questa risulti superflua: in altre parole, si è studiato il caso ipotetico di eliminare l'UTA ed inserire al suo posto una batteria di termoresistenze.

Questa ipotesi è stata concepita in quanto, grazie allo scambiatore di calore, la quantità d'energia da fornire all'aria di processo per il trattamento è notevolmente diminuita; ciò comporta una sovradimensione dell'UTA e quindi uno spreco.

Rifacendoci ai parametri di processo descritti poco prima, all'uscita del recuperatore di calore l'aria ha una temperatura di circa 45 °C e deve entrare in macchina a 70 °C: mentre prima la si doveva

scaldare da 20 a 70 °C, in questa nuova situazione essa necessita di un salto di temperatura $\Delta T = 25$ °C, cioè la metà. Com'è ben risaputo, l'energia (e di conseguenza la potenza) termica da fornire ad un fluido in movimento è proporzionale al salto di temperatura che esso deve sostenere. In formule:

$$Q \equiv \Delta T$$

Essendo una relazione di proporzione lineare, a parità delle altre variabili (il nostro caso ne fa parte), significa che l'energia termica da fornire all'aria si è letteralmente dimezzata.

In quest'ottica si è pensato di sostituire l'UTA, diventata sovrabbondante per l'impianto, con una più semplice ed economica batteria di termoresistenze, le quali convertono energia elettrica in calore; esse sostituirebbero così l'unità trattamento aria, alleggerendo sia il costo d'impianto sia la complessità d'installazione, portando così benefici di facile intuizione.

Sorge però il problema di come deumidificare l'aria quando quest'ultima ha un titolo troppo elevato: la questione può essere risolta lasciando la batteria del freddo, dato che l'UTA è costituita da unità modulari indipendenti, oppure, più saggiamente, si potrebbero inserire a monte sia di scambiatore che di termoresistenze dei sali igroscopici, silicati solidi in grado di assorbire l'umidità dell'aria che li investe. Tali sali sono in grado di "filtrare" il vapore acqueo, a patto che siano rivitalizzati ogni qual volta essi raggiungono la saturazione: come spugne, i silicati assorbono acqua, ma con efficienza sempre decrescente fino al raggiungimento della saturazione, cioè dell'incapacità fisica di trattenere ulteriore acqua. Questo problema può essere risolto rivitalizzando i sali, cioè essiccandoli con un flusso d'aria calda e secca, in modo da asportare loro l'acqua assorbita e ricominciare il ciclo (essendo minerali, tale processo è virtualmente ripetibile all'infinito).

A livello teorico, queste ipotesi sono inattaccabili. A differenza dello scambiatore, però, dopo un confronto con i dirigenti è stato deciso di abbandonare il progetto di sostituzione dell'UTA: è vero, ed è stato riconosciuto, che la soluzione sali igroscopici più batteria di termoresistenze risulta essere più economica e semplice da installare e mantenere, ma nel caso reale dell'industria farmaceutica bisogna tenere conto che il vapore tecnologico è sempre presente e per giunta in abbondanza; in altre parole, la presenza di un'UTA è sì un costo fisso maggiore, ma nella pratica ha un costo d'esercizio molto limitato, se non addirittura garantisce un consumo di vapore saturo che altrimenti andrebbe sprecato. In aggiunta, l'ipotesi del riscaldamento elettrico presenta delle problematiche in fase di accensione e transitoria della macchina, la quale ha in uscita un flusso d'aria reflua freddo e perciò inutile per lo scambiatore di calore.

In conclusione, l'idea delle termoresistenze è di per sé una soluzione ottima, pratica ed economica, ma nella pratica del settore farmaceutica non è interessante, e per tale motivo viene scartata.

Modulazione del vapore tecnologico

Per i motivi sopra descritti, si ritiene valida come fattibilità d'applicazione l'ipotesi di uno scambiatore di calore a recuperatore, o in alternativa coassiale, il quale cede una buona parte di energia termica del flusso uscente dalla macchina al flusso entrante, unito ad una unità di trattamento aria dotata di una batteria del caldo modulante a portata di vapore variabile: l'idea consiste nel dimensionare opportunamente una serie di batterie del caldo poste in serie, tali da funzionare tutte a pieno regime durante il transitorio, per portare in temperatura la macchina, mentre funzionare o solo alcune di queste, a portata nominale, o tutte, ma a portate minori, una volta che lo scambiatore raggiunge la sua piena potenzialità. Tale ipotesi risulta la vincente non tanto per la sua efficienza ed economicità, piuttosto per la sua applicabilità su impianti già esistenti, oltre che a futuri layout.

Tale modulazione può essere fatta completamente in maniera automatizzata, tramite sensori che registrano i parametri di processo, come manometri, termostati e tubi di Venturi, ed elementi di regolazione, come ad esempio attuatori come elettrovalvole e valvole pneumatiche, il tutto controllato da uno o più sistemi di regolazione PID, gestiti da software accuratamente progettati per lo scopo.

Nello stato attuale dell'arte i parametri di processo sono visualizzati all'operatore da uno schermo touch screen interattivo, che rappresenta l'interfaccia utente, connesso ad un controllore logico programmabile (PLC), il quale fornisce una guida di processo costante ed un controllo continuo su ciascun singolo parametro, fornendo sia numeri che grafici elaborati. In particolare, il PLC attua una regolazione riguardo il consumo di vapore tramite una logica Proporzionale Integrale Derivativa (PID): essa consiste in un sistema di retroazione negativa di largo impiego, in cui si cerca di fare tendere a 0 gli errori di discostamento del segnale di input, che rappresenta il valore attuale della variabile che si vuole regolare; il punto forte di tale regolazione è che i suoi parametri possono essere modificati, cambiando così l'azione modulante degli attuatori. L'utente, modificando il valore del parametro per ragioni di processo, fa sì che il regolatore si reimposti in modo tale da settare un nuovo riferimento o set point a cui fare convergere la variabile regolata.

I tre parametri caratteristici del PID sono così definiti:

- K_p : controllo proporzionale; controlla e regola la pendenza della curva e quindi insegue il segnale d'errore.

- K_i : controllo integrale; regola i valori passati del segnale d'errore, perciò l'ampiezza delle oscillazioni (come sarà spiegato più avanti, nello specifico l'inerzia del vapore tecnologico).
- K_d : controllo derivativo; corregge la velocità di variazione dell'errore, e quindi tende a smorzare le oscillazioni.

Nel nostro caso, la regolazione di vapore saturo per scaldare l'aria che attraversa l'UTA, si tiene conto dell'inerzia termica dell'impianto: se si scalda troppo, poi è molto complicato raffreddare per riportare il valore di temperatura della camera di processo al valore di riferimento; per tale motivo, il PID che regola la temperatura è caratterizzato da un alto valore di K_d , in modo da garantire un funzionamento impulsivo del vapore: il regolatore apre e chiude di continuo le valvole modulanti del vapore, creando di fatto uno scambiatore di calore a intermittenza, tale da evitare sovra riscaldamenti dell'impianto, che comprometterebbero la buona riuscita della lavorazione di farmaci. Gli scambiatori di calore dell'UTA di ogni impianto sono opportunamente dimensionati per ricevere in ingresso vapore saturo a 3 bar di pressione dalla rete di distribuzione e sfruttare tutta la sua entalpia di evaporazione, in modo tale da avere in uscita liquido saturo: grazie al diagramma entropico T-s dell'acqua si ricavano tutti questi parametri, in quanto la termodinamica ci insegna che, a differenza di uno stato di vapore surriscaldato, allo stato saturo, conoscendo la pressione si ricavano immediatamente tutti gli altri parametri termodinamici.

Detto questo, tramite le equazioni di scambio termico e di bilancio sono state calcolate le portate effettive di vapore consumato per ogni fase di lavorazione sulla Perfima 500. Per prima cosa sono visualizzate le potenzialità delle batterie di riscaldamento e pre-riscaldamento, le portate massime e i relativi salti entalpici.

Consumo vapore saturo batteria pre-riscaldamento			
Portata massica [kg/h]	100	Potenza max cedibile [kW]	60,10639
Pressione [kPa]	300		
Entalpia specifica ingresso [kJ/kg]	2725,3	Salto entalpico di fase [kJ/kg]	2163,83
Entalpia specifica uscita totale liquido [kJ/kg]	561,47		

Consumo vapore saturo batteria riscaldamento			
Portata massica [kg/h]	269	Potenza max cedibile [kW]	161,6862
Pressione [kPa]	300		
Entalpia specifica ingresso [kJ/kg]	2725,3	Salto entalpico di fase [kJ/kg]	2163,83
Entalpia specifica uscita totale liquido [kJ/kg]	561,47		

Questi valori sono stati calcolati con equazioni di bilancio e scambio termico, per poi essere avvalorati con la loro conferma da parte dell'azienda fornitrice TCF.

Sono esposti i risultati dei calcoli fatti in riferimento ad uno specifico processo di coating.

Fase pre-riscaldamento macchina			
Potenza termica ceduta preriscaldamento [kW]	14,52917	Potenzialità sfruttata	0,241724
		Portata modulata [kg/h]	24,17243
Potenza termica ceduta riscaldamento [kW]	101,7229	Potenzialità sfruttata	0,629138
		Portata modulata [kg/h]	169,238

Fase spray + essiccamento			
Potenza termica ceduta preriscaldamento [kW]	15,35293	Potenzialità sfruttata	0,255429
		Portata modulata [kg/h]	25,54293
Potenza termica ceduta riscaldamento [kW]	97,00921	Potenzialità sfruttata	0,599985
		Portata modulata [kg/h]	161,3958

Fase essiccamento			
Potenza termica ceduta preriscaldamento [kW]	14,54703	Potenzialità sfruttata	0,242021
		Portata modulata [kg/h]	24,20213
Potenza termica ceduta riscaldamento [kW]	108,7641	Potenzialità sfruttata	0,672686
		Portata modulata [kg/h]	180,9526

Fase asciugatura			
Potenza termica ceduta preriscaldamento [kW]	9,951295	Potenzialità sfruttata	0,165561
		Portata modulata [kg/h]	16,55613
Potenza termica ceduta riscaldamento [kW]	74,75215	Potenzialità sfruttata	0,462329
		Portata modulata [kg/h]	124,3664

Si può notare come le potenzialità degli scambiatori siano parzialmente utilizzate, in particolar modo la batteria di pre-riscaldamento (utilizzata solo nei casi invernali, quando la temperatura esterna è molto bassa).

Quest'utilizzo parziale è dovuto, come spiegato precedentemente, dal sistema di regolazione retroattivo, che modula il passaggio di vapore.

Allo stato dell'arte, questi sono i consumi tipici di vapore tecnologico; con l'introduzione di un sistema di recupero di calore di aria di processo, questi ultimi possono essere ridotti di un terzo in via teorica. Ovviamente tale risultato dovrà essere maggiorato una volta analizzate e stimate le perdite per dispersione ed i vincoli intrinseci di layout a layout, in quanto ogni impianto ha le sue caratteristiche, dimensioni e peculiarità.

Sono state calcolate le percentuali di potenza termica recuperata (quindi consumo di vapore risparmiato) rispetto l'impianto di coating preso come oggetto di studio.

Con scambiatore			
Fase	Potenza recuperata [kW]	Potenza necessaria alla fase [kW]	% risparmiata
Pre-riscaldamento macchina	26,2855	116,2520299	22,61078418
Spray + essiccamento	37,236	112,3621415	33,13927387
Essiccamento	41,91725	123,3110935	33,99308599
Asciugatura	52,83406	133,1054148	39,69339656

La tabella soprastante esplica due conseguenze fondamentali: la prima mostra il difetto principale del sistema a scambiatore di calore, e cioè l'inefficienza di quest'ultimo durante il transitorio d'avviamento, mentre la seconda mostra, per antitesi, l'utile che tale sistema porterebbe in costi d'esercizio mancati se fosse installato; nonostante la fase di riscaldamento della macchina necessiti di meno calore rispetto tutte le altre (l'impianto lavora a vuoto), la macchina è "fredda" e perciò, pensando al caso parallelo di un'automobile, essendo a transitorio d'avviamento assorbe molta più energia termica di quando sarebbe a regime. Ciò comporta che l'aria di processo esce ad una temperatura troppo bassa per garantire un efficiente scambio termico utile al recupero. Per questo motivo bisogna garantire un sistema di trattamento dell'aria tale che risulti idoneo per l'avviamento, per poi essere "ridotto", tramite una corretta modulazione, a macchina pronta e operativa: le fasi di processo, ma soprattutto la fase di asciugatura, sono ampiamente sfruttabili, in quanto si recupera almeno un terzo della potenza termica.

Per quanto riguarda la fase di transitorio, ci si riserva di affermare che i risultati ottenuti probabilmente sono sovrastimati, in quanto i valori di temperatura registrati presentano un'elevata

dispersione, e perciò è stata necessaria effettuare un'interpolazione dei dati, in modo da avere una distribuzione continua dell'andamento temporale delle temperature (vedi figura 6.2).

Se si accetta questo piccolo inconveniente (risolvibile con un bypass dell'aria reflua finché questa non raggiunge la temperatura minima tale da garantire uno scambio adeguato), le considerazioni appena trattate dimostrano come uno studio più approfondito (in aggiunta avvalorato da prove sperimentali) riguardo un possibile recupero d'energia termica sia utile e conveniente, sia dal punto di vista dell'utile economico, sia dal punto di vista dell'impatto ambientale.

Chiarito questo, si fa notare che molti clienti prevedono nel loro impianto un circuito del vapore della batteria del caldo aperto: ciò significa che il vapore appena condensatosi non viene raccolto in un pozzo caldo e inviato tramite una pompa alla sala caldaie dove sarà rigenerato in vapore, bensì semplicemente scartato e convogliato in fognatura. Questa situazione è tipica negli impianti di clienti residenti in paesi esteri in via di sviluppo e/o aventi una scarsa (o addirittura insistente) legislatura riguardante la salvaguardia dell'ambiente, unito al fatto di avere un costo per la produzione di nuovo vapore tecnologico molto basso (più in generale la produzione di energia ha costi bassi). Stati tipici che si riconoscono in quest'ottica sono a titolo di esempio Russia, Cina e India.

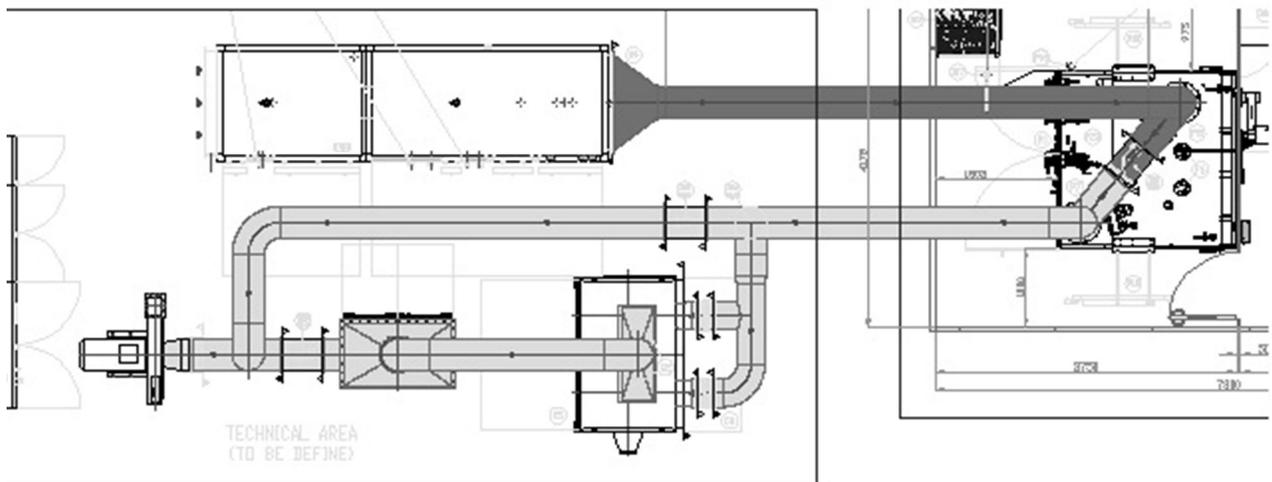
Ovviamente non si chiede a IMA S.p.A di obbligare i propri clienti ad adottare misure di energy saving, però instaurare un dialogo con quest'ultimi sarebbe un primo passo verso una filosofia industriale più efficace ed attenta all'ambiente: fare comprendere ai clienti quanto sia conveniente economicamente una politica di recupero energetico sarebbe un ottimo incipit.

Queste considerazioni possono essere fatte anche per le macchine a letto fluido, come si vedrà in seguito.

Ramo di bypass: possibili soluzioni

Il layout d'impianto presenta un ramo di bypass dell'aria in uscita, che porta quest'ultima direttamente a valle del depolveratore e dei filtri, senza interagire con essi; questo si fa per evitare che durante il lavaggio, l'aria calda utilizzata per asciugare impregni i filtri e i tessuti del depolveratore, poiché essa esce dalla macchina molto umida, con U.R. $\varphi = 99\%$. Il bypass si può fare senza infrangere le normative sull'inquinamento giacché è stato dimostrato e approvato dall'ente competente che l'aria in uscita è priva di sostanze inquinanti e nocive.

La figura sottostante mostra il layout di un impianto venduto in Polonia.



Si noti che l'area tecnica è prossima a quella di servizio, in modo da far compiere all'aria di processo la minore distanza possibile, evitando così perdite di carico e dissipazioni di calore.

In base ai dati appena esposti, si evince che un flusso d'aria con un grado igrometrico prossimo alla saturazione comporterebbe una formazione d'acqua condensata nello scambiatore, in quanto l'aria raffreddandosi raggiunge $\varphi = 100\%$ ed incominciano perciò a formarsi goccioline. Uno scambiatore classico incorrerebbe in problematiche gravi a causa dell'accumulo d'acqua dentro di sé.

Per superare questo problema si è pensato di installare un particolare recuperatore di calore a piastre d'alluminio a tutta aria, completo di raccoglitore di condensa e di rubinetto per lo smaltimento dell'acqua.

Un'altra soluzione applicabile è il Munters: si tratta di un dispositivo modulare consistente in un rotore in silicati ad assorbimento d'umidità. Il sistema Munters consente l'assorbimento dell'umidità mediante un rotore in materiale composito, sul quale sono fissati in maniera permanente elementi assorbenti.

Il rotore di essiccamento è particolarmente adatto per assicurare la deumidificazione anche in condizioni ($-20^{\circ}\text{C}/+40^{\circ}\text{C}$) e per ottenere punti di rugiada fino a -60°C .

Viene inoltre assicurato un processo di deumidificazione continuo, con espulsione dell'aria umida all'esterno e senza produzione di acqua di condensa (quindi senza necessità di svuotamento periodico della bacinella di raccolta dell'acqua).

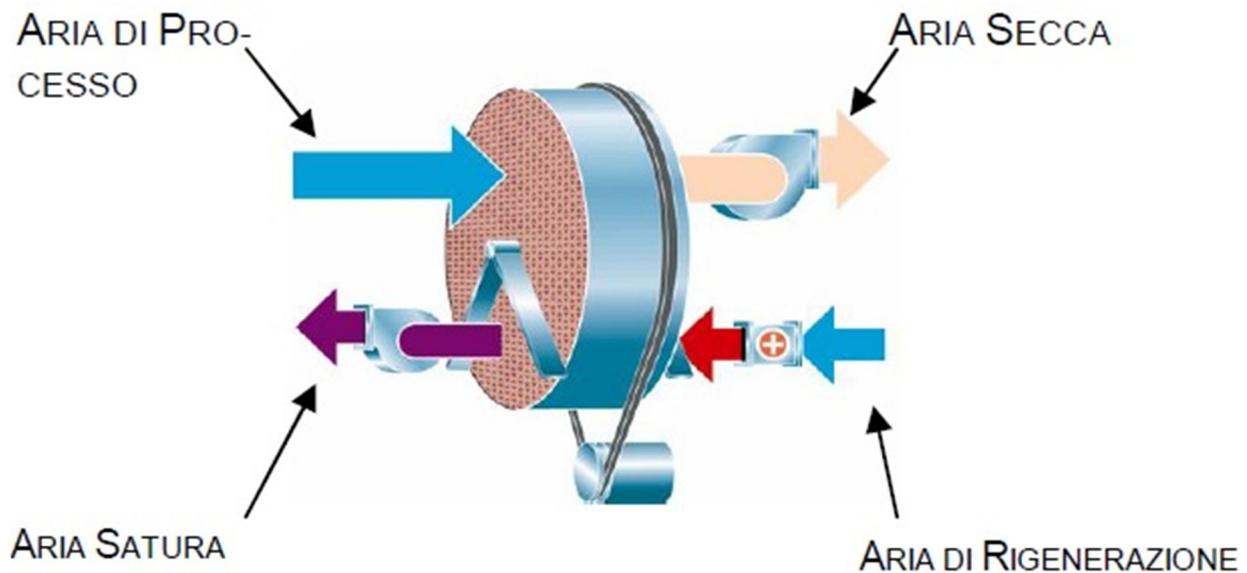
Il materiale igroscopico di cui il rotore è impregnato assorbe l'umidità dell'aria, eliminandola successivamente grazie ad una corrente di aria calda che attraversa la zona di rigenerazione, scaricandola poi verso l'esterno.

In questo modo il materiale essiccante viene continuamente rigenerato e riportato nella sua condizione attiva ed ottimale, senza l'utilizzo di gas nocivi (es. CFC); il sistema ha inoltre una

azione battericida certificata, ed è dotato di filtri e dispositivi per il funzionamento automatico; non presenta difficoltà di collegamenti elettrici o di particolari manutenzioni.

Questo dispositivo viene già integrato all'UTA su richiesta del cliente per avere degli essiccamenti molto spinti (alcune ricette farmaceutiche lo richiedono), in quanto esso, grazie alla deumidificazione chimica, riesce ad abbassare il titolo dell'aria trattata a livelli irraggiungibili fisicamente dal deumidificatore ad acqua gelida ($x \approx 2 \text{ g/kg}$); ovviamente questo dispositivo aumenta il costo totale d'impianto, ma garantisce risultati eccellenti.

Viene proposta un'immagine esplicativa.



A tale proposito, l'utilizzo di un Munters che deumidifica l'aria di processo espulsa dalla macchina (nel coating, a seconda del tipo di processo, il valore di umidità assoluta oscilla tra gli 8 e i 20 g/kg) comporterebbe un significativo aumento dell'efficienza dello scambiatore: nel caso specifico preso in esame, un abbattimento dell'umidità faciliterebbe il processo di recupero di calore, oltre che evitare problemi di stillicidio; in altri termini, a scapito di un cospicuo investimento si avrebbe un costo minore per lo scambiatore, diviso in un minor costo fisso, in quanto non si dovrebbe più acquistare un recuperatore in alluminio trattato per non corrodersi e senza raccoglitori di condensa, e uno di manutenzione, poiché lo scambiatore necessiterebbe di minore pulizia e sostituzione delle superfici alettate corrose dalla ruggine. Tutto ciò grazie al fatto che l'abbassamento d'umidità relativa comporta il non raggiungimento del punto di saturazione della miscela aria-vapore per tutta la durata del raffreddamento nello scambiatore di calore (vedi diagramma psicrometrico).

Considerazioni sul sistema a letto fluido bollente

Lo stesso ragionamento di energy saving è stato poi applicato anche al caso d'impianti con macchina a letto fluido. Richiamando i risultati dei calcoli riguardo un possibile scambiatore esposti nelle tabelle qualche pagina prima, è stata fatta un'analisi di fattibilità per capire se tali numeri possono dare un ritorno economico utile, in vista del possibile investimento per effettuare le modifiche al layout d'impianto.

Le macchine Aria e Ghibli presentano, a differenza di Perfima e Bassina, una variabilità maggiore della portata d'aria, per il semplice motivo per cui l'operatore modifica continuamente tale parametro in base all'andamento della lavorazione ed ai valori che rappresentano lo stato fisico attuale del prodotto (temperatura media, umidità, ecc). Oltre a ciò, i valori d'umidità assoluta risultano più elevati, comportando così una maggiore problematica per quanto riguarda la pulizia e l'usura di un possibile scambiatore. Per questi motivi, si prevede che le percentuali di potenza recuperata e quindi l'efficienza del recupero termico avranno un andamento temporale lungo il ciclo produttivo molto soggetto ad ampie variazioni.

Detto questo, sono esposti i risultati ottenuti dai calcoli per l'effettivo consumo di vapore tecnologico. Si ricorda che anche in questo tipo d'impianto tutti i parametri di processo sono monitorati, controllati e modificati tramite attuatori servo azionati da PLC, con relativi software dedicati e interfaccia numerico-grafica dell'operatore. Valgono perciò le stesse condizioni esposte nel caso dell'impianto di coating in merito alla modulazione del vapore tecnologico per scaldare l'aria di processo.

Consumo vapore saturo batteria pre-riscaldamento			
Portata massica [kg/h]	75	Potenza max cedibile [kW]	45,07979
Pressione [kPa]	300		
Entalpia specifica ingresso [kJ/kg]	2725,3	Salto entalpico di fase [kJ/kg]	2163,83
Entalpia specifica uscita totale liquido [kJ/kg]	561,47		
Consumo vapore saturo batteria riscaldamento			
Portata massica [kg/h]	225	Potenza max cedibile [kW]	135,2394
Pressione [kPa]	300		
Entalpia specifica ingresso [kJ/kg]	2725,3	Salto entalpico di fase [kJ/kg]	2163,83
Entalpia specifica uscita totale liquido [kJ/kg]	561,47		

Riscaldamento macchina			
Potenza termica ceduta preriscaldamento [kW]	5,702461	Potenzialità sfruttata	0,126497
		Portata modulata [kg/h]	9,487279
Potenza termica ceduta riscaldamento [kW]	31,37222	Potenzialità sfruttata	0,231975
		Portata modulata [kg/h]	52,19448

Carico prodotto			
Potenza termica ceduta preriscaldamento [kW]	1,254541	Potenzialità sfruttata	0,027829
		Portata modulata [kg/h]	2,087201
Potenza termica ceduta riscaldamento [kW]	5,433401	Potenzialità sfruttata	0,040176
		Portata modulata [kg/h]	9,03964

Spray			
Potenza termica ceduta preriscaldamento [kW]	7,983446	Potenzialità sfruttata	0,177096
		Portata modulata [kg/h]	13,28219
Potenza termica ceduta riscaldamento [kW]	45,79009	Potenzialità sfruttata	0,338585
		Portata modulata [kg/h]	76,18173

Essiccamento			
Potenza termica ceduta preriscaldamento [kW]	10,26443	Potenzialità sfruttata	0,227695
		Portata modulata [kg/h]	17,0771
Potenza termica ceduta riscaldamento [kW]	18,02234	Potenzialità sfruttata	0,133263
		Portata modulata [kg/h]	29,98406

Asciugatura			
Potenza termica ceduta preriscaldamento [kW]	5,809882	Potenzialità sfruttata	0,12888
		Portata modulata [kg/h]	9,665998
Potenza termica ceduta riscaldamento [kW]	39,86352	Potenzialità sfruttata	0,294763
		Portata modulata [kg/h]	66,3216

In modo analogo al coating, l'aria espulsa dalla macchina potrebbe essere convogliata verso uno scambiatore coassiale per cedere parte della propria energia termica all'aria fresca entrante, a scapito di un maggior costo fisso per l'aggiunta di più metri di condotta coibentata, un aspiratore a

capacità maggiore (anche se quest'ultima sarà una maggiorazione esigua, che si tradurrà in pochi Watt richiesti in più) e l'acquisto e la manutenzione dello scambiatore.

Vengono qui sotto esposti i risultati dei calcoli sulle percentuali di energia termica recuperata e ceduta all'aria di rinnovo.

Scambiatore			
Fase	Potenza recuperata	Potenza necessaria	% risparmiata
Riscaldamento macchina	12,2837	37,07468	33,13232
Carico prodotto	2,006166	6,687943	29,99676
Spray	12,20603	53,77353	22,69896
Essiccamento	18,54015	82,28677	22,54355
Asciugatura	14,18541	45,6734	31,05837

Si può notare come le percentuali divergono tra loro più rispetto il caso precedente: la fase di essiccamento e quella di spray possono risultare di bassa efficienza, per il fatto che la temperatura richiesta in ingresso è relativamente bassa (25 °C) nella prova di laboratorio presa in esame, mentre se fosse stata più alta sicuramente la percentuale aumenterebbe (se la temperatura d'essiccamento fosse stata più bassa, la percentuale di calore recuperato sarebbe salita oltre il 30%). Detto, questo, in linea generale il recupero di calore e quindi il risparmio di vapore tecnologico si aggira tra l'un quinto e l'un quarto recuperato rispetto quello totale da fornire all'aria di processo da trattare: ciò è dovuto al fatto che la fase di spray e granulazione occupano una fetta di tempo di gran lunga maggiore rispetto le altre fasi, diventando di fatto la rappresentante del ciclo. Discorso simile può essere fatto nel caso in cui la macchina venga utilizzata per il solo essiccamento: il valore percentuale non supera il 25%, inoltre la breve durata del processo porta a concludere preventivamente che non garantirà un ritorno dell'investimento sperato.

Questi scarsi risultati sono d'attribuire principalmente alla consistente presenza di acqua nel sistema, la quale ha un'elevata capacità termica e quindi trattiene per sé buona parte del calore fornito per evaporare, ed al salto termico dell'aria di processo all'interno della macchina: certamente questo è un fattore positivo dal punto di vista del processo di produzione (significa che la macchina è stata ben progettata e sa eseguire il compito assegnatole), ma negativo dal punto di vista del recuperatore, in quanto ne abbassa il rendimento e l'efficienza.

In conclusione, si consiglia di approfondire maggiormente lo studio di fattibilità di un sistema di ricircolo dell'aria rispetto l'impianto di tablet coating, più che quello di letto fluido bollente.

Brevi considerazioni sul lavaggio delle macchine

Tutte le macchine descritte hanno in comune il fatto che devono essere lavate a fondo per garantire l'assenza di residui inquinanti per le prossime lavorazioni. Per tale motivo, questi lavaggi sono energivori, dispendiosi d'acqua e di tempi lunghi.

Molto lavoro e molte migliorie sono state apportate ad ogni singola macchina per ridurre al minimo il consumo d'acqua e migliorare così l'efficienza dell'operazione: ad esempio, sono state progettate e costruite macchine lava BIN, che sono le tramogge spostabili con carrelli presenti in ogni carico di prodotto automatizzato.

Gli strumenti che sono stati messi a disposizione non hanno potuto dare vita ad un approfondito studio riguardo al riduzione degli sprechi, poiché tale questione è oggetto di studio e responsabilità di un altro settore del gruppo IMA S.p.A. .

Per quanto riguarda un possibile approccio a livello di ricircolo dell'acqua di lavaggio, ciò non può essere fatto per motivi legislativi: in Italia e in molti altri paesi esteri la legislatura obbliga le aziende farmaceutiche, attraverso delle norme specifiche, a raccogliere le acque sporche in appositi contenitori che dovranno poi essere spediti in appositi centri specializzati nel trattamento e smaltimento di acque pericolose (la legge classifica i rifiuti delle lavorazioni farmaceutiche come ad alto rischio per la salute e quindi pericolose, perciò non scaricabili nella fognatura ordinaria). Questa lavorazione risulta molto costosa, ma inevitabile: è fondamentale che si ottimizzi l'acqua utilizzata nei tempi di lavaggio previsti, in modo da risparmiare il più possibile sulla voce "smaltimento rifiuti".

Le macchine prodotte da IMA S.p.A. dedite alla pulizia di componenti ausiliari e strumenti delle macchine di produzione appartengono a tre famiglie: Hydrowash, Venus e Atlantis.

La macchina Hydrowash consiste in una compatta stazione di lavaggio capace di lavare singole tramogge BIN oppure intere macchine del settore Active di IMA, come granulatori rotanti o macchine a letto fluido, o anche macchine per coating. Facile da trasportare, la macchina assicura un lavaggio ad alta pressione grazie ad un sistema di pompe per acqua e detergente; se richiesto dal cliente, può essere installato uno skid di termoregolazione di lavaggio e asciugatura.

La macchina Atlantis è una stazione di lavaggio fissa per lavare ed asciugare in modo automatico containers e altri componenti che hanno lavorato a contatto con il prodotto farmaceutico. La macchina è progettata secondo la filosofia through-the-wall, cioè separando l'area tecnica da quella di servizio. L'azione pulente è data da numerosi ugelli disposti in vari punti della macchina, i quali spruzzano 10 litri a 10 bar di pressione. Un'UTA è associata per effettuare l'asciugatura dopo il

lavaggio. Le BIN sono caricate automaticamente da un sistema di carico tramite un convogliatore a catena.

La macchina Venus ricorda un'enorme lavapiatti: si tratta di una cabina per lavaggio e asciugatura di pezzi e componenti delle macchine di produzione, posizionati all'interno della macchina in appositi cestelli porta utensili. Anche questa macchina è dotata di UTA per fare entrare aria calda per l'asciugatura dell'interno della camera e dei pezzi lavati. L'acqua è pompata da un gruppo di pompe più quelle per il detergente (con dosatore automatico). La macchina presenta anche un sistema di pulizia ultrasonico, atto a fare staccare le incrostazioni dal metallo grazie a onde ultrasoniche. Gli scambiatori di calore possono essere elettrici o a vapore per quanto riguarda l'aria, mentre l'acqua è scaldata da scambiatori puramente elettrici.

Riguardo alle macchine che presentano integrato nell'impianto un'unità trattamento aria è stato fatto uno studio di fattibilità analogo: si è pensato di potere inserire nel layout un sistema di ricircolo dell'aria con scambiatore coassiale tutto aria in modo tale da recuperare parte dell'energia termica che normalmente andrebbe persa in atmosfera. Durante i calcoli ci si è accorti, però, che il valore di umidità assoluta che caratterizza l'aria in uscita dalla macchina durante l'asciugatura è molto alto per tutto il breve periodo del ciclo (30-40 minuti al massimo). Questo comporta serie difficoltà di difficile risoluzione, in particolare l'elevato titolo comporta un'alta formazione di goccioline di condensa sulle superfici alettate dello scambiatore, in quanto il flusso d'aria, raffreddandosi, raggiunge il punto di saturazione (grado igrometrico $\phi = 100\%$) e incominciano a formarsi delle gocce d'acqua che possono provocare stillicidio; per risolvere questo problema esistono in commercio scambiatori a tutta aria specifici per la raccolta di condensa senza che questa provochi danni di stillicidio o corrosione delle superfici metalliche dello scambiatore di calore. Quest'ultimo è molto costoso, in più necessita di costante pulizia e manutenzione: in conclusione, si è confrontato il costo che si avrebbe per investire sull'ipotesi di ricircolo rispetto i benefici che comporterebbe e si è deciso di non intervenire, semplicemente per il fatto che il ciclo d'asciugatura dura molto poco, e perciò non riesce a pareggiare il costo fisso d'investimento sull'impianto in tempi brevi, se non addirittura mai.

Per quanto riguarda il consumo d'acqua, esso va ridotto il più possibile senza intaccare la qualità del lavaggio: sul mercato globale, il fattore di scelta dei clienti, tra IMA S.p.A. e la concorrenza, è la quantità di sporcizia accumulata dopo ogni ciclo di lavorazione: secondo solo alla qualità della lavorazione, questo parametro di scelta, la quasi assenza di residui, incide notevolmente sull'acquisto del macchinario da parte delle case farmaceutiche, in quanto più sporcizia si accumula e più sarà energivora e costosa la pulizia.

Discorso diverso si può fare invece riguardo alle resistenze elettriche per il riscaldamento dei fluidi, in particolare dell'aria: come risaputo, l'utilizzo di resistenze elettriche per il riscaldamento dei fluidi di servizio comporta un consumo alto ed esagerato di energia d'alta qualità (essa, infatti, contiene molta exergia), tale da non giustificare l'utilizzo; il buon senso pratico consiglia di considerare come ultima spiaggia la conversione di elettricità in calore e di utilizzarla soltanto quando le potenze in gioco sono molto basse (ambiente domestico, ad esempio). Nel caso della macchina Hydrowash, presa come esempio, in essa vi sono installati dai 6 ai 10 kW di termoresistenze, utilizzate solamente per scaldare l'aria di asciugatura.

Stesso discorso va fatto per le macchine da laboratorio, piccole e compatte, progettate su un carrello per essere manovrate facilmente negli spazi angusti di un laboratorio. Il loro scopo è quello di lavorare su piccoli lotti di campioni di prodotto, solitamente prototipi nuovi di farmaci da sperimentare prima di essere lanciati in produzione. Per tali motivi, l'impianto di servizio connesso alla macchina è posizionato anch'esso sul carrello, perciò è il più compatto possibile: l'aria di servizio viene scaldata da termoresistenze installate sul carrello, dato che un sistema di riscaldamento a vapore tecnologico sarebbe impossibile da realizzare in uno spazio così ridotto e versatile. Come detto prima, tali termoresistenze risultano essere altamente energivore e, per questo motivo, sono state prese come oggetto di studio di questa tesi.

Fatte queste considerazioni, si è pensato come poter risolvere questa fonte di sprechi e in che modo agire.

Studio di fattibilità della sostituzione delle termoresistenze con una pompa di calore

Vista lo spreco d'energia dato dalle resistenze elettriche, si è pensato come risolvere questo problema, cercando delle soluzioni alternative. Tali soluzioni devono, però, soddisfare questi requisiti:

- **Compattezza:** l'unità dedicata al trattamento dell'aria, a prescindere dal modo in cui lavora, deve essere compatta e di facile inserimento, in quanto si deve mantenere la manovrabilità dell'insieme negli ambienti di laboratorio farmaceutico; in parole povere, l'insieme deve stare dentro gli ingombri massimi del carrello.
- **Versatilità:** la macchina lab è versatile perché essa, per funzionare, necessita di essere collegata solamente all'impianto elettrico e a quello dell'aria compressa; per tale motivo le macchine da laboratorio non possono funzionare con l'ausilio di vapore tecnologico e acqua gelida.

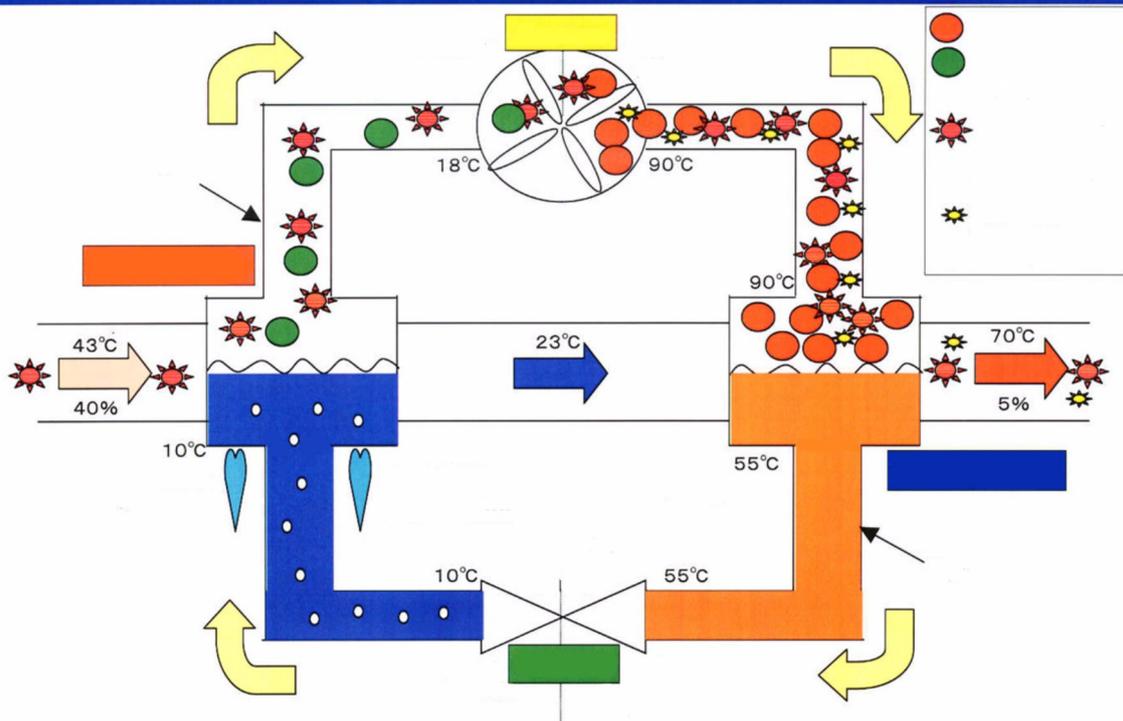
Queste restrizioni tecniche hanno portato a concepire come unica soluzione fattibile la sostituzione delle termoresistenze con una pompa di calore (senza stravolgere l'insieme).

La pompa di calore è un dispositivo atto a prelevare calore da un ambiente ad una certa temperatura e cederlo ad uno a più alta temperatura: ciò è possibile grazie alla reversibilità del ciclo di Carnot, a patto di avere un effetto compensatore; come è noto a tutti, il calore va sempre da un fluido a temperatura più alta ad uno a temperatura più bassa, perciò per trasferire calore in modo inverso bisogna utilizzare un fluido frigorifero come vettore intermediario: l'aria calda raggiunge l'evaporatore, dove cede calore al fluido frigorifero che così evapora (questi refrigeranti evaporano a basse temperature e hanno calore latente di vaporizzazione quasi nullo) diventando vapore, il quale raggiunge ad una pressione solitamente di tre bar il compressore, unico elemento della pompa di calore che necessita d'energia per funzionare; il compressore cede energia meccanica e la converte in energia termica comprimendo il gas, portandolo solitamente a sedici bar circa, e di conseguenza ne aumenta notevolmente la temperatura; tale fluido caldo raggiunge il condensatore, uno scambiatore di calore dove quest'ultimo cede energia termica all'aria di processo condensando (la stessa che è stata raffreddata e deumidificata nell'evaporatore), scaldandola e portandola ad una temperatura maggiore; il refrigerante chiude il ciclo passando attraverso una valvola di laminazione che ne abbatta pressione e temperatura notevolmente, riportandolo all'evaporatore, pronto per ricominciare il ciclo.

In quest'ottica, l'inserimento di una pompa di calore comporterebbe non solo l'abbattimento dei costi di consumo d'elettricità, ma anche una deumidificazione dell'aria di processo che prima non c'era. Riguardo l'abbattimento dei consumi, a priori dei calcoli matematici si può già affermare che si avrà un abbattimento dei consumi, poiché è dimostrato ormai che il riscaldamento elettrico è sempre il più energivoro.

L'idea di base è quella di applicare questi benefici ad un sistema estremamente compatto, in cui le perdite di carico e le dissipazioni sono trascurabili, e per questo motivo non si vanno incontro ai problemi riscontrati negli impianti più grandi. Tale sistema prevede di raffreddare (e se possibile deumidificare) l'aria di processo in ingresso, per poi riscaldarla nuovamente grazie al calore aggiunto dal compressore; solitamente, in una pompa di calore il fluido a cui viene preso il calore e quello a cui viene ceduto sono differenti (ad esempio l'aria esterna e quella dell'ambiente da scaldare), mentre nel caso in esame è sempre lo stesso, in modo da avere un doppio trattamento in un solo passaggio. Uno schema raffigurante un tipico ciclo di riscaldamento e deumidificazione dell'aria grazie ad un fluido frigorifero è mostrato nella figura sottostante.

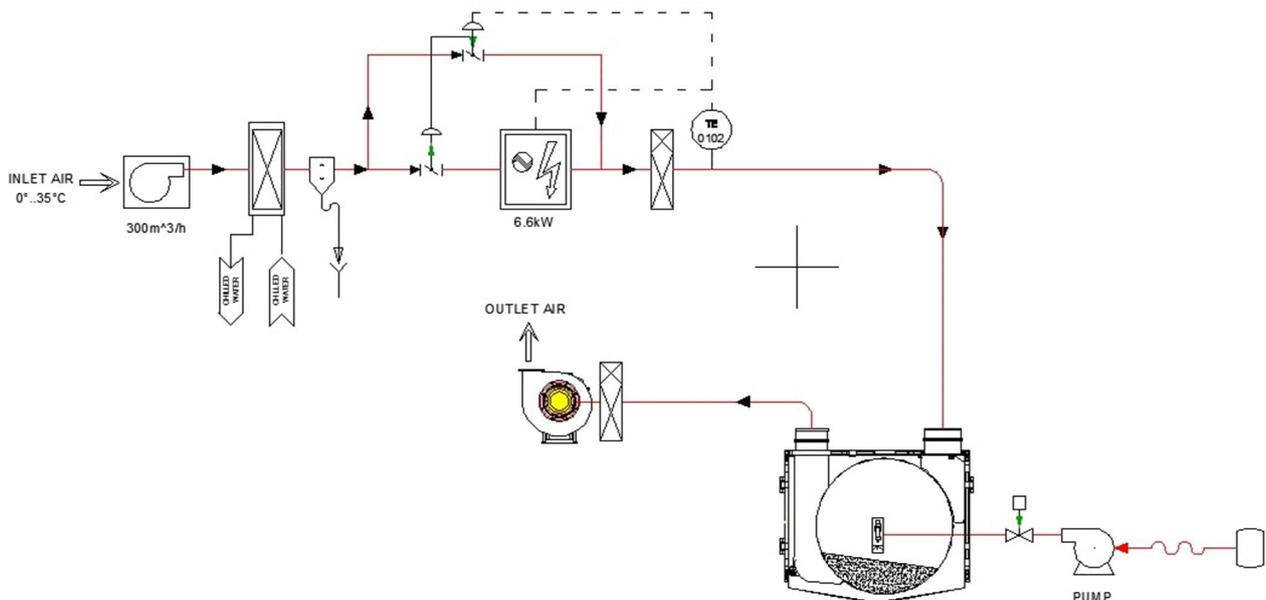
Basic Principle of Heat-Pump Drying System



L'immagine mostra un tipico sistema di essiccamento dell'aria per l'asciugatura: l'aria viene prima raffreddata e deumidificata cedendo calore nell'evaporatore, per poi ricevere indietro lo stesso calore sottrattole prima più quello ceduto al fluido refrigerante da parte del compressore; questo chiarisce l'utilità ed il beneficio che comporta l'installazione di una pompa di calore opportunamente dimensionata.

Detto questo, sono stati fatti diversi calcoli per quantificare e avvalorare numericamente l'ipotesi della pompa: la macchina in questione, denominata minilab, consiste in un piccolo centro di produzione di compresse, costituito da un cestello per il coating, il tutto concentrato in un impianto mobile manovrato da un operatore. Pertanto è costantemente necessario un flusso d'aria trattata da un gruppo di resistenze elettriche per garantire la buona riuscita del processo, dalla granulazione delle polveri all'essiccamento dopo la verniciatura delle compresse; tale flusso si aggira sui 300 m³/h ad una temperatura di 70-80 °C.

Nella figura sottostante è raffigurato un P&I molto semplificato del sistema di trattamento dell'aria di processo (molti componenti sono stati omessi per una questione di segreto aziendale).



Col fatto che, allo stato dell'arte, non vi è alcun dispositivo per la deumidificazione, solitamente l'aria viene prelevata dall'ambiente di laboratorio, aria già deumidificata dall'UTA che controlla l'ambiente lavorativo. Introducendo la deumidificazione grazie al refrigerante, la macchina minilab potrà aspirare anche aria esterna.

Come primo approccio numerico al problema sono stati utilizzati i parametri dell'aria in ingresso tipici del caso estivo:

$$T = 35^{\circ}\text{C} \text{ e } \phi = 60\%$$

Dai diagrammi psicrometrici è stato ricavato il titolo della miscela:

$$x = 22 \text{ g/kg}$$

Mentre densità e portata massica risultano valere

$$\rho = 1,143 \text{ kg/m}^3 \text{ e } G_a = 0.083 \text{ kg/s} = 328,6 \text{ kg/h}$$

Per questo primo approccio al dimensionamento della pompa di calore è stato scelto come fluido refrigerante il freon R417a: a 6 bar evapora a -4°C mentre a 21 bar condensa a $76,92^{\circ}\text{C}$, temperature ideali per le temperature a cui vogliamo fare raggiungere l'aria, in quanto si ha un incremento da 10°C a 75°C per causa indiretta della compressione.

Secondo il diagramma semilogaritmico p-h per il refrigerante, per garantire un salto di pressione di questa dimensione, il compressore deve cedere al freon un salto energetico pari a

$$\Delta h = 460 - 415 = 45 \text{ kJ/kg} = L_c = C - E$$

Con C energia ceduta dal condensatore e E energia assorbita dall'evaporatore.

Questo valore altro non è che il salto entalpico del fluido (e cioè il contenuto energetico del fluido), pari al lavoro specifico che il compressore deve compiere.

Si vuole fare notare che tale valore è puramente termodinamico: esso rappresenta l'energia meccanica specifica che il fluido deve ricevere idealmente; quando si vorrà confrontare tali valori con dei compressori commerciali, bisognerà tenere conto di rendimenti elettromeccanici, termodinamici e fluidodinamici.

Partendo dalle condizioni di partenza dell'aria, sono stati svolti i calcoli a ritroso, cioè è stata calcolata per prima cosa la potenza termica da fornire all'aria per essere portata a circa 80°C, tenendo conto del precedente raffreddamento. I 300 metri cubi d'aria all'ora, per essere portati a 10°C e subire deumidificazione (al 60% dal diagramma psicrometrico si raggiunge saturazione a 22°C), deve essere raffreddata da un potenza frigorifera pari a

$$Q_f = G_a \times c_{p,a} \times \Delta T = 1,98 \text{ kW}$$

L'aria esce dall'evaporatore ad una temperatura di 10°C, un'umidità relativa di 99% (ovviamente l'aria umida è a saturazione dopo una deumidificazione) e conseguentemente titolo x pari a

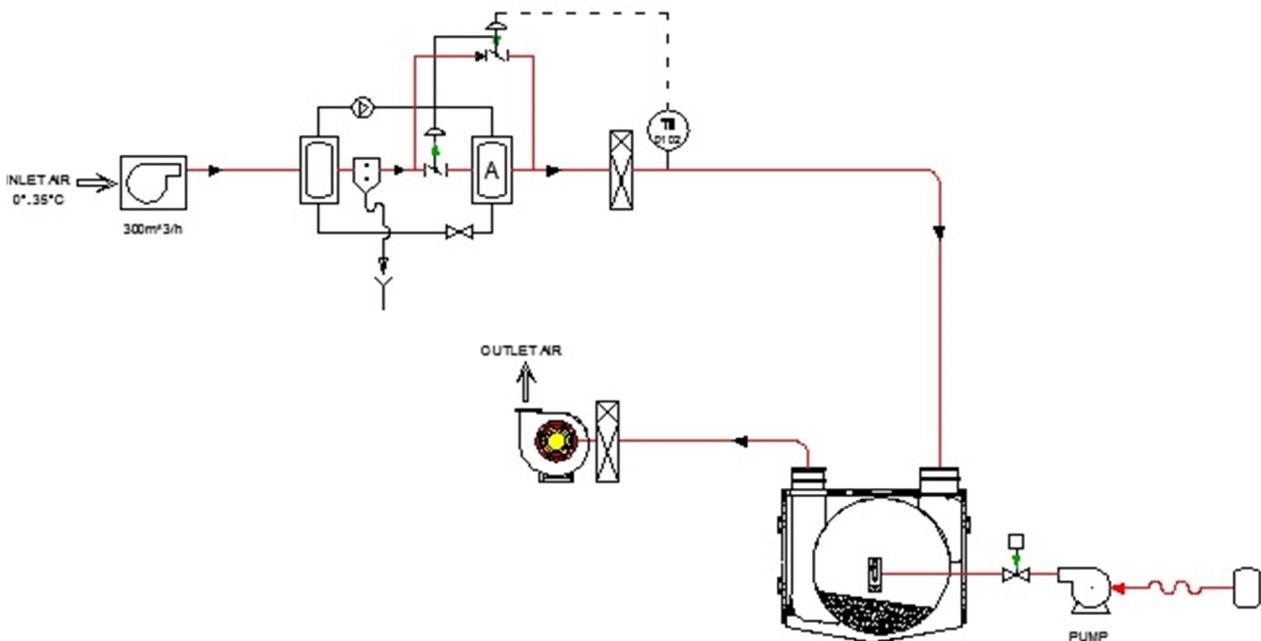
$$x = 8 \text{ g/kg}$$

La deumidificazione ha asportato via dalla miscela 10 grammi d'acqua per chilogrammo d'aria secca, garantendo così una migliore capacità d'essiccamento durante il processo; la deumidificazione comporta anche un piccolo contributo semplificato al riscaldamento dell'aria, in quanto l'acqua asportata fa sì che si risparmi circa 450 W di potenza termica da fornire all'aria per scaldarla.

A questo punto l'aria deve essere portata al massimo a 80°C: per fare ciò deve essere scaldata nel condensatore dal refrigerante caldo, appena uscito dal compressore, il quale condensa cedendo una potenza termica pari a

$$Q_c = G_a \times c_{p,a} \times \Delta T = 6,08 \text{ kW}$$

L'esperienza degli operatori ci insegna, però, che la temperatura del flusso d'aria in ingresso richiesta viene variata di continuo, a causa dell'aleatorietà dei parametri di processo e dalla consegna della ricetta farmaceutica. Ciò comporta una richiesta di modulazione della temperatura del flusso d'aria, in modo da averne un controllo durante tutta la durata del processo. Questa inconvenienza si risolve semplicemente disponendo subito a monte del condensatore un ramo di bypass per l'aria fredda, la quale viene regolata da una valvola a farfalla: in questo modo si può intervenire sulla temperatura del flusso regolando l'apertura della valvola, la quale aspira una certa portata d'aria fredda che si miscelerà a valle del condensatore con l'aria appena scaldata, diminuendo la temperatura. Il controllo è effettuato da un sistema a regolazione retroattiva, che tramite un sensore posto a valle dell'UTA, legge la temperatura dell'aria e di conseguenza regola l'apertura-chiusura delle suddette valvole. Tale intervento sul layout della pompa di calore è molto limitato e di facile esecuzione, in quanto si tratta di aggiungere una semplice valvola, con relativo attuatore, e un piccolo e breve ramo di bypass. Qui sotto è riportato un semplice P&I.



Definiti il salto di pressione a cui il refrigerante è sottoposto (parametro fissato per avere la voluta temperatura d'ebollizione a bassa pressione e condensazione a quella alta) ed il lavoro specifico teorico di compressione, si può ricercare sul mercato un compressore reale e commerciale che corrisponda alle nostre esigenze.

Confrontando più cataloghi di compressori online, l'andamento delle curve di potenza ci conferma che il rapporto tra la capacità termica che la macchina può rendere e la potenza elettrica installata,

per il rapporto di compressione voluto, cade nel range tra i valori 4 e 4,5 a seconda della qualità e del tipo di compressore scelto; ciò significa che, per le nostre esigenze, basterà installare un compressore che assorbe al massimo 4 kW elettrici (4,5 kW al massimo), tenendo conto di perdite, rendimenti e coefficienti di sicurezza. Queste potenze installate sono molto simili a quelle delle resistenze: ciò è dovuto al fatto che, termodinamicamente parlando, la pompa di calore è uguale alla resistenza, in quanto deve cedere la stessa identica energia (in questo caso il lavoro compressore corrisponde alla differenza tra il calore ceduto nel condensatore e l'energia termica assorbita nell'evaporatore); la migliore sta nel fatto che, oltre a poter deumidificare, la pompa di calore sfrutta al meglio l'energia elettrica fornitagli, mentre le resistenze necessitano di essere sovradimensionate per motivi tecnici che verranno spiegati poco più avanti.

Questo risultato già ci conferma che l'idea di sostituire il gruppo di resistenze elettriche con una pompa di calore, lasciando invariato il resto del layout d'impianto possibilmente, comporterebbe un utilizzo di energia elettrica più efficiente, includendo poi un'azione deumidificante che poteva essere fatta precedentemente solo da un'apposita unità esterna.

Questo risparmio era prevedibile per queste motivazioni: le termoresistenze elettriche presentano superfici alettate di scambio termico molto distanti tra loro (4-5 mm) rispetto le corrispettive a vapore (1 mm o meno) e, per questo motivo, il rapporto superficie-volume di scambio termico con l'aria risulta molto basso, compromettendone il rendimento; questo è dovuto al fatto che, per motivi di sicurezza, le superfici incandescenti devono stare lontane una dall'altra, altrimenti si potrebbe innescare un processo di ionizzazione di alcune molecole di gas che compongono l'aria, creando così un ponte di elementi conduttori (l'aria normalmente è dielettrica, ma in questo caso diventerebbe conduttrice). In questo modo si avrebbe cortocircuito tra due alette, provocando gravi danni, tra cui scintille, principi d'incendio e addirittura esplosioni.

Di fatto, lo storico delle versioni precedenti di questa macchina mostra diversi casi d'incendio dei filtri dovuto all'altissima temperatura (più di 250°C) che la superficie dello scambiatore raggiungeva, in quanto altrimenti l'aria non avrebbe raggiunto la temperatura desiderata.

Per evitare tali problemi, buona parte del flusso d'aria non lambisce la superficie calda, ma ci passa in mezzo, rimanendo di fatto fredda; di conseguenza, la parte di flusso scaldata e quella fredda si mescolano subito dopo aver attraversato lo scambiatore, diventando un fluido "tiepido", insufficientemente caldo per le richieste della macchina.

Per sopperire a questa mancanza, nelle precedenti macchine costruite da IMA S.p.A., la potenza delle termoresistenze installate era maggiorata di un buon 20-30% in quanto questa percentuale di calore fornita al fluido veniva dissipata per i motivi descritti sopra.

Al giorno d'oggi, con le normative sempre più stringenti riguardo il consumo energetico sommato alla sempre più sentita presa di coscienza della salvaguardia dell'ambiente, questi sprechi non sono più accettabili.

La soluzione della pompa di calore così com'è stata descritta prima, però, è valida per il caso estivo; a questo punto ci si chiede se si può estendere tale validità al caso invernale, in cui l'aria entra più fredda.

Innanzitutto, l'aria d'ingresso è prelevata dall'ambiente interno del laboratorio e quindi è un'aria già trattata; questo però non sempre succede: a volte l'aria viene prelevata dall'esterno, a bassa temperatura e alta umidità relativa in inverno.

In caso di temperature rigide (ad esempio -10°C) ci si accorge che il liquido refrigerante, alla pressione dell'evaporatore, non riesce ad evaporare in quanto la temperatura del flusso d'aria non raggiunge la temperatura d'evaporazione (dew point o punto di rugiada) e, di conseguenza, non si trasforma in vapore, non raggiunge il compressore e quindi non riesce ad aumentare l'entalpia e cederla all'aria nel condensatore.

Questa situazione ci svela la pecca della pompa di calore: sotto una certa temperatura, quest'ultima è incapace di funzionare, a differenza delle termoresistenze, le quali funzionano a prescindere dalla temperatura dell'aria in ingresso.

Questo problema può essere in parte risolto interponendo un recuperatore di calore a tutta aria a monte della pompa di calore: tale scambiatore cede calore all'aria in ingresso grazie all'aria in uscita, aspirata dall'aspiratore, che invece che essere espulsa in atmosfera viene convogliata verso l'ingresso; tale operazione modifica sensibilmente il layout della macchina, aggiungendo qualche metro di condotta in più. A differenza degli impianti di grossa taglia, però, tale modifica comporterebbe costi fissi molto esigui, vista la dimensione dell'insieme, più l'acquisto dello scambiatore a superfici piatte allettate in lega d'alluminio e acciaio inossidabile, visto che l'aria in uscita è particolarmente umida.

Grazie a questa soluzione, la pompa di calore vedrà arrivare in ingresso un flusso d'aria più freddo rispetto al caso estivo, però abbastanza caldo da poter innescare l'evaporazione del fluido frigorifero, dando così alla pompa la possibilità di cedere energia utile all'aria di processo.

Secondo le prime stime, lo scambiatore porta la temperatura dell'aria fresca (considerando come valori di riferimento $T_e = -10^{\circ}\text{C}$ e $\varphi = 80\%$) a

$$T_{e'} = -10 + \varepsilon \times (35 + (-10)) = 17^{\circ}\text{C}$$

Avendo considerato un'efficienza dello scambiatore $\varepsilon = 60\%$.

Si nota immediatamente che l'inserimento di uno scambiatore di calore ben ottimizzato ed efficiente garantisce il funzionamento della pompa di calore (si supera ampiamente la temperatura d'ebollizione), forse in maniera meno efficiente del caso estivo, poiché non avviene la deumidificazione. Questo non deve preoccupare, in quanto l'aria invernale, a temperature rigide, anche se ha un'umidità relativa alta, in realtà il suo titolo è molto basso e perciò non necessita particolari trattamenti.

In conclusione, è necessario aggiungere che, in questi casi, è necessario inserire nel sistema una piccola termoresistenza atta a garantire il funzionamento della pompa di calore durante la fase d'accensione, in cui l'aria espulsa è ancora in fase transitoria e la sua temperatura bassa non permette allo scambiatore di cedere calore sensibile al flusso in ingresso. Una volta raggiunto il funzionamento a regime, tale resistenza elettrica risulta superflua e può essere spenta. Questo comporta una piccola spesa in più sia per quanto riguarda i costi d'installazione che quelli d'esercizio, ma necessaria nella situazione in cui si prevede di aspirare aria esterna in condizioni di temperature tipicamente invernali.

Un approccio simile è stato utilizzato per cercare possibili soluzioni e migliorie riguardo le macchine per il lavaggio dei componenti, chiamate Venus: come già spiegato, queste macchine cubiche compatte sono in sostanza delle enormi "lavastoviglie ed asciugatrici", le quali lavano e puliscono energicamente i vari componenti delle macchine produttrici (impeller, chopper, mulini, tramogge, ecc) dalle incrostazioni di residui di prodotto depositatosi durante i cicli produttivi. Per garantire al cliente un'altissima efficienza, pena la presenza di sostanze inquinanti nelle successive lavorazioni, la macchina utilizza molta acqua pura (400 l/min) in pressione, distribuendola su tutte le superfici all'interno della camera grazie ai numerosi ugelli presenti.

Dopo il lavaggio, un flusso d'aria caldo viene fatto passare all'interno della macchina (600 m³/h a 80°C) per asciugare i componenti appena lavati: tale flusso d'aria prelevata dall'esterno, che viene aspirato da una ventola, viene scaldato da un'UTA, che può scaldare tramite una batteria del caldo a vapore tecnologico, oppure tramite una batteria di termoresistenze elettriche.

Il secondo caso è stato preso come oggetto di studio sulla linea di pensiero della macchina minilab: studiate la fattibilità riguardo alla sostituzione delle termoresistenze, troppo energivore, con un sistema pompa di calore con recuperatore aria-aria.

La macchina Venus, infatti, presenta allo stato dell'arte un sistema di trattamento dell'aria composto da resistenze elettriche che scaldano l'aria per l'asciugatura; tale configurazione viene proposta ai clienti che non possiedono un sistema di produzione e distribuzione di vapore

tecnologico nel loro impianto industriale, e perciò non sarebbero in grado di alimentare un'UTA tradizionale. Tale versione della macchina Venus, unica taglia disponibile nel campionario IMA S.p.A., presenta un gruppo di termoresistenze da 22,5 kW, il quale occupa un'enorme fetta di potenza elettrica installata (le restanze utenze sono pompe da 0,35 kW, che in totale risultano essere 5 kW); dovendo scaldare l'aria fino a un massimo di 80 °C per 600 m³/h, a priori dei calcoli si evince già che tale potenza è sovradimensionata per il sistema in cui è installata.

L'acqua per il lavaggio è riutilizzata in parte, in modo da garantire un ricircolo e quindi in risparmio sia energetico che di consumo.

Tornando all'aria, che invece non viene riutilizzata per niente, salvo richiesta specifica del cliente, si è pensato di sostituire le resistenze elettriche, che riscaldano per effetto Joule, con una pompa di calore, la quale prima raffredda il flusso d'aria con l'evaporazione del liquido refrigerante e poi lo riscalda sempre grazie ad esso nel condensatore, dove il gas scaldato dal compressore cede calore all'aria. Questo sistema porterebbe due grossi benefici: risparmio sulla potenza elettrica installata (sfruttando l'elettricità convertita in lavoro meccanico invece che direttamente in calore si ottiene una resa molto più alta d'energia "di alta qualità"); come già spiegato, la pompa di calore ha un rendimento ed un'efficienza energetica maggiori rispetto ad un riscaldamento attraverso resistenze elettriche, tant'è che le nuove normative europee stanno cercando di renderle illegali, in quanto rappresentano uno spreco energetico non più accettabile ai tempi nostri; riguardo a questo, l'ultima norma europea appena varata, la UNI EN ISO 50001, consiglia alle aziende energivore di intraprendere filosofie di risparmio energetico da applicare ai loro impianti produttivi, in modo da avere un ritorno economico, tradotto in consumi ridotti, ed un impatto ambientale minore. Notoriamente queste normative "consigliere" sono tradotte nel giro di pochi anni in leggi effettive, che comportano sanzioni se non rispettate.

Per quanto riguarda la deumidificazione, essa avviene nel periodo estivo, poiché solo con quelle tipiche condizioni atmosferiche (per i calcoli sono stati utilizzati come parametri tipici 35°C di temperatura e 60% di umidità relativa): secondo il diagramma psicrometrico, il raffreddamento tale da raggiungere la saturazione si raggiunge solo se l'aria esterna ha una temperatura di almeno 15°C, ottenendo una deumidificazione fino a 10 g/kg, titolo accettabile per i processi farmaceutici. Se il cliente richiedesse una deumidificazione più spinta, sarebbe necessario aggiungere una batteria del freddo ad acqua gelida o, addirittura, un deumidificatore chimico (Munters). La soluzione della pompa di calore, tuttavia, risulta sufficiente per quei climi temperati, con estati calde e umide e inverni rigidi e secchi (in inverno l'aria non serve essere deumidificata).

Come limite questo sistema presenta la temperatura d'evaporazione del refrigerante: se l'aria ha una temperatura inferiore a quella d'ebollizione del freon, quest'ultimo non evapora e, di conseguenza,

il compressore non lavora, provocando il blocco del sistema; ciò si può risolvere facendo ricircolare l'aria espulsa dalla macchina e, invece che espellerla, immetterla in uno scambiatore di calore aria-aria a piastre, in modo da scaldare l'aria in ingresso e permettere così al refrigerante di evaporare. In alternativa a questa soluzione, si potrebbe fare lavorare il compressore con salti di pressione maggiori (così che il liquido R407a evapori a temperature sotto zero), ma questo comporterebbe l'acquisto di una macchina più costosa e ingombrante (magari un multistadio), mentre la soluzione del recuperatore comporta solo l'acquisto di quest'ultimo delle condotte d'aria in più.

Vengono ora mostrati i risultati dei calcoli di bilancio energetico riguardanti la pompa di calore in questione. Come già detto precedentemente, i parametri dell'aria scelti per il tipico caso estivo sono:

$$\mathbf{T = 35^{\circ}\text{C} \text{ e } \varphi = 60\%}$$

Dai diagrammi psicrometrici è stato ricavato il titolo della miscela aria-vapore acqueo:

$$\mathbf{x = 22 \text{ g/kg}}$$

Mentre densità e portata massica risultano valere

$$\mathbf{\rho = 1,143 \text{ kg/m}^3 \text{ e } G_a = 0.1905 \text{ kg/s} = 685,8 \text{ kg/h}}$$

Per questo primo approccio al dimensionamento della pompa di calore è stato scelto come fluido refrigerante il freon R407c: a 3 bar evapora a -4°C mentre a 30 bar condensa a $78,92^{\circ}\text{C}$, temperature ideali per le temperature a cui vogliamo fare raggiungere l'aria, in quanto si ha un incremento da 15°C a 80°C per causa indiretta della compressione.

Secondo il diagramma semilogaritmico p-h per il refrigerante, per garantire un salto di pressione di questa dimensione, il compressore deve cedere al freon un salto energetico pari a

$$\mathbf{\Delta h = 475 - 415 = 60 \text{ kJ/kg} = L_c = C - E}$$

che altro non è che il salto entalpico del fluido (e cioè il contenuto energetico del fluido), pari al lavoro specifico che il compressore deve compiere. Come il caso precedente, anche qui nella fase di riscaldamento si avrà un piccolo risparmio di potenza termica da fornire all'aria per via della deumidificazione appena subita.

Si vuole fare notare che tale valore è puramente termodinamico: esso rappresenta l'energia meccanica specifica che il fluido deve ricevere idealmente; quando si vorrà confrontare tali valori con dei compressori commerciali, bisognerà tenere conto di rendimenti elettromeccanici, termodinamici e fluidodinamici.

Con la resistenza elettrica si dovrebbe fornire all'flusso d'aria, per portarlo da 15°C a 80°C, una potenza termica pari a

$$Q_{el} = G_a \times c_{p,a} \times \Delta T = 8,12 \text{ kW}$$

che corrisponde al 36% della potenza nominale delle resistenze. In aggiunta, se il titolo è considerato troppo alto secondo la ricetta farmaceutica, si antepone alla batteria di riscaldamento una batteria del freddo, solitamente ad acqua gelida, la quale raffredda l'aria deumidificandola; questo comporta un carico maggiore per le resistenze (si considera un ΔT maggiorato di 20°C) equivalente a

$$Q_{el} = 11,23 \text{ kW}$$

Pari al 50% di 22,5 kW elettrici.

Se si prende in esame il caso invernale (temperature basse a 0°C, umidità relativa al 99%, ma nonostante aria secca), dai calcoli si ricava il massimo carico termico richiesto dall'UTA:

$$Q_{el} = 15,5 \text{ kW}$$

Questo, però, solitamente non avviene per il fatto che, in situazioni di clima freddo, si preferisce prelevare aria da un ambiente interno, quindi più caldo rispetto all'esterno. Questo comporta al cliente una minore spesa in elettricità, il che fa intendere che il problema del consumo elevato è già una problematica avvertita nel mondo industriale. Per questi motivi, sui layout dell'impianto, nel cartiglio viene indicata come temperatura minima accettabile dalla macchina 10°C, che deve essere garantita dal cliente per il corretto funzionamento del sistema.

Dopo avere calcolato il fabbisogno energetico allo stato dell'arte della macchina, si è passato a quello che si avrebbe con il sistema pompa di calore: quest'ultima rende di più se l'aria in ingresso è più calda possibile, in quanto più è alta la temperatura del fluido da raffreddare e più facilmente si forma vapore di refrigerante; un recuperatore di calore a monte dell'UTA garantirebbe un flusso d'aria tiepida continuamente, garantendo così un COP (Coefficient of Performance) alto (da 3 in

su), se si utilizzassero due fluidi differenti (ad esempio uno scambiatore acqua/aria). Il COP sostanzialmente ci dice quanta energia termica viene prodotta consumando un'unità di energia elettrica: questo parametro è tipico delle pompe di calore, le quali, grazie ai progressi tecnologici, riescono a raggiungere il valore di 4 in condizioni ottimali.

Sviluppando i calcoli partendo dagli stessi identici valori atmosferici, nel caso estivo si avrà un raffreddamento con deumidificazione dell'aria, cosa positiva in quanto l'elevata umidità estiva comprometterebbe il corretto essiccamento del prodotto, per poi avere un riscaldamento successivo grazie all'incremento d'entalpia dovuto all'azione indiretta del compressore.

Partendo da 35°C e 60% d'umidità relativa, è stata ottenuta una potenza frigorifera pari a

$$Q_f = G_a \times c_{p,a} \times \Delta T = 4 \text{ kW}$$

In aggiunta, si ottiene come effetto indiretto la deumidificazione dell'aria, effetto positivo intrinseco del raffreddamento: seguendo il diagramma psicrometrico si ottiene una deumidificazione pari a 11 g/kg di condensa asportata dall'aria (si dimensiona la pompa di calore in modo da avere in uscita dall'evaporatore aria a $T = 15^\circ\text{C}$ e $\phi = 99\%$). Sotto una certa temperatura, l'effetto non accadrà più, in quanto si è raggiunto il limite fisico del grado igrometrico dell'aria (per deumidificare ci vorrebbe più potenza frigorifera, ma l'evaporatore non può darla); tale limite si stima essere intorno agli 11°C esterni.

Il vapore refrigerante appena formatosi viene compresso e, perciò, riscaldato, per poi essere convogliato al condensatore, dove condensa cedendo parte del calore ottenuto nel compressore al flusso d'aria, riscaldandola fino alla temperatura voluta.

La potenza termica da fornire al fluido di processo è stimata

$$Q_c = G_a \times c_{p,a} \times \Delta T = 12,17 \text{ kW}$$

Dato che la potenza elettrica installata in una pompa di calore ben dimensionata è circa un terzo della potenza installata nelle resistenze elettriche, il risparmio energetico che si ottiene installandolo è chiaro ed esplicito ancor prima di scegliere da un catalogo commerciale una particolare pompa.

Per quanto riguarda il caso invernale, l'aggiunta di uno scambiatore di calore a piastre a tutta aria faciliterebbe il lavoro alla pompa di calore (aumentandone la resa); lo scambiatore non comporterebbe né migliorie né perdite per quanto riguarda il caso estivo.

Considerando un'efficienza del recuperatore pari a $\varepsilon = 0,6$, si ottiene un riscaldamento dell'aria da 0°C esterni fino a 30°C in uscita dallo scambiatore, in quanto l'aria calda entra in macchina ad un

massimo di 80°C e cede calore al prodotto da asciugare, uscendo con 30°C di meno (quindi ancora molto calda e umida). Tenendo conto del fattore umidità (appena inizia a cedere calore, l'aria espulsa condensa), è necessario scegliere un recuperatore a piastre in alluminio e acciaio inossidabile, concepito apposta per le lavorazioni d'essiccamento, dove tipicamente l'aria in uscita dalla macchina è molto umida, in modo che le pareti di scambio termico non si corrodano.

Per questo studio è stato scelto uno scambiatore prodotto dall'azienda Recuperator di Rescaldina, Milano, azienda specializzata in recuperatori di calore, il quale presenta, oltre alla struttura interamente costruita in materiale inossidabile, una vasca con rubinetto per la raccolta e lo scarico della condensa; il fornitore garantisce che la manutenzione basterà essere minima e semplice. Consultando diversi cataloghi di pompe di calore e sistemi di riscaldamento, si è concluso che, per compensare possibili perdite di carico e dissipazioni, è opportuno scegliere un dispositivo con capacità termica massima di 15 kW, in modo tale da poter affrontare ogni possibile situazione. Per quanto riguarda la regolazione della temperatura, si è deciso di emulare il caso precedente della macchina Minilab: un apposito ramo di bypass, regolato da una valvola a farfalla (denominata flap per le portate medio-alte), controllata a sua volta da un PID in retroazione, il quale rileva la temperatura del flusso da un termostato posto a valle dell'UTA, permette il passaggio di una percentuale d'aria, raffreddata dall'evaporatore, ma non scaldata dal condensatore, la quale modera la temperatura del flusso complessivo. Un software dedicato calcolerà quanta luce dovrà aprire la valvola in base ad una serie di calcoli per ottenere la temperatura voluta e controllerà l'andamento di tale operazione, modulando il segnale di feedback continuamente.

Una soluzione alternativa per la macchina Venus potrebbe essere un totale o parziale ricircolo dell'aria d'asciugatura: la pompa di calore vedrebbe al suo ingresso un'aria molto calda e umida (circa 50°C prossima alla saturazione), la quale, raffreddandosi, si deumidifica, per poi ricevere calore nel condensatore. In questa situazione l'aria espellerebbe parte della condensa asportata dall'interno macchina, riducendo la propria temperatura fino a 30°C circa e perdendo pochi grammi d'acqua per chilogrammo d'aria secca, per poi essere riscaldata dal refrigerante caldo appena compresso. Per ottenere un salto di temperatura di 50°C è necessario fornire al flusso d'aria una potenza termica pari a

$$Q_c = G_a \times c_{p,a} \times \Delta T = 8,37 \text{ kW}$$

Questa soluzione è ottima da un punto di vista termodinamico, poiché la macchina, una volta raggiunto il funzionamento a regime, instaura un ricircolo d'aria calda continuo. Per quanto

riguarda la quantità d'aria in ricircolo, si può pensare di mescolare una parte dell'aria calda riciclata con la restante parte d'aria fresca (in modo tale da risultare 600 m³/h in totale): questo mescolamento adiabatico permetterebbe un titolo della miscela finale più basso, garantendo così un asciugatura più efficace; tale azione, però, comporta un abbassamento della temperatura e quindi un aumento d'energia termica da fornire all'aria. Per questo motivo, la soluzione del ricircolo d'aria garantisce buoni risultati solo se l'aria esterna è relativamente calda, ma secca, altrimenti il bypass risulterebbe inutile, se non dannoso (in questa situazione il ricircolo totale dell'aria risulterebbe più idoneo). In definitiva, la soluzione del ricircolo dell'aria risulta efficace solo nella situazione descritta, e a prescindere da ciò, è una soluzione secondaria rispetto l'ipotesi di uno scambiatore di calore, il quale recupera energia termica senza reimmettere aria umida nella macchina.

In conclusione si può affermare che la soluzione pompa di calore comporta molti vantaggi rispetto alle termoresistenze: per prima cosa, la soluzione alternativa comporta l'utilizzo di corrente elettrica come unica fonte energetica, perciò non stravolge o cambia il fabbisogno energetico degli impianti presi in questione (non necessita né di vapore tecnologico, né di acqua gelida, ecc.); secondo, è ampiamente dimostrato che la pompa di calore (compressore più utilities secondarie) consuma meno potenza, perciò meno energia elettrica delle resistenze, risultando così meno energivora; terzo, come conseguenza del precedente punto, l'impianto risulterà meno inquinante e quindi in regola rispetto le nuove normative sempre più stringenti riguardo il consumo energetico.

Di controparte l'impianto risulterà meno versatile, poiché esso potrà essere utilizzato solo entro certi limiti di temperatura, corrispondenti a climi non troppo rigidi: a differenza dell'elettricità, che funziona a prescindere dalla temperatura esterna (fino ad un certo limite), il rendimento della pompa di calore cala al calare della temperatura dell'aria da scaldare, in quanto compromette l'ebollizione del refrigerante: l'ipotesi dello scambiatore di calore allarga un poco il campo d'impiego, ma nulla è dato per certo, poiché fintanto che non sarà avvalorata la possibilità d'inserire un recuperatore di calore da un'analisi di fattibilità costruttiva non si potrà essere sicuri di quanto detto e calcolato. Un'alternativa al problema della temperatura minima potrebbe essere quella di utilizzare un salto di pressione più alto nel circuito del refrigerante, ma questo comporterebbe la necessità di un compressore più grande, multistadio e costoso, che probabilmente darà problemi d'ingombro.

Per il resto, la struttura dell'impianto rimane immutata: non sono state apportate alcune modifiche al corpo macchina, alla dimensione dei ventilatori, al layout delle condotte e alla portata d'aria di processo. Lo scopo di questo studio è stato solamente quello di trovare un'alternativa semplice, utile e vantaggiosa riguardo il risparmio energetico.

Dopo questo studio di fattibilità, si dovrà fare un'analisi di tipo economico che prenda in esame il VAN di tutte le soluzioni, l'aspettativa di vita delle macchine e degli impianti, il costo d'installazione e trarne le relative conseguenze, cioè se è conveniente oppure no investire tempo e denaro su queste ipotesi di energy saving.

In alternativa alla pompa di calore si può pensare di sostituire le obsolete termoresistenze con dispositivi più moderni ed efficienti: si potrebbe, ad esempio, installare un riscaldatore a microonde, oppure delle resistenze ad alto rendimento, riscaldatori elettrici a irraggiamento.

Analisi di fattibilità economica: calcolo dei costi e del VAN

Quest'ultima parte della tesi prende in esame la fattibilità o meno delle soluzioni appena studiate dal punto di vista economico: quest'ultimo è, infatti, fondamentale per la messa in atto pratico dello studio teorico sopra descritto, in quanto stima quanto grande sarà il ritorno ed i benefici economici che tali migliorie tecniche porteranno e se ci saranno. In altre parole, se lo studio economico non darà i risultati positivi che ci si aspetta, le migliorie ipotizzate non saranno approfondite e realizzate da parte di IMA S.p.A., in quanto per il momento leggi e normative non obbligano l'azienda a intraprendere una filosofia industriale mirata al risparmio energetico.

Per prima cosa, macchine e relativi impianti produttivi farmaceutici venduti da IMA S.p.A. hanno una lunghissima vita produttiva: la loro vita utile, infatti, è stimata per almeno venticinque anni. Per dare un'idea della longevità dei macchinari, si tenga conto che l'azienda sta effettuando in questo momento operazioni di manutenzione sui primi impianti venduti negli anni '60.

Di conseguenza, viene assunto come tempo di vita medio 20 anni, suddivisi in 300 giorni lavorativi per due turni di 8 ore, per un totale di 96000 ore.

L'elevata longevità è da attribuire al fatto che gli impianti non sono fatti funzionare in continuità: l'industria farmaceutica tipica tende a utilizzare i suoi macchinari periodicamente, dato che la produzione è a lotti. Un altro aspetto che garantisce una lunga vita utile è la qualità dell'impianto, principio fondamentale e cardine della filosofia industriale seguita da IMA S.p.A., il suo costo, che disincentiva a cambiarlo spesso, e la flessibilità: le macchine sono concepite e progettate per essere facilmente modificabili in futuro, in modo da apportare migliorie tecnologiche senza dover "riscrivere da capo" il layout dell'impianto.

Stabilito l'orizzonte temporale che si deve tenere conto come vita utile di un possibile impianto produttivo, si passa alla definizione del VAN, ossia Valore Attuale Netto: esso è una metodologia tramite cui si definisce il valore attuale (in italiano abbreviato VAN, in inglese NPV da *Net Present Value*, con simbolo w) di una serie attesa di flussi di cassa non solo sommandoli contabilmente ma attualizzandoli sulla base del tasso di rendimento (costo opportunità dei mezzi propri).

Il VAN tiene conto dei costi opportunità (cioè le mancate entrate derivanti dall'uso alternativo delle risorse). Presuppone l'esistenza del mercato perfetto nel quale gli azionisti abbiano libero accesso a un mercato finanziario efficiente in modo da poter calcolare il costo opportunità del capitale. Risulta quindi definito come:

$$w = \sum_{k=0}^n \frac{C_k}{(1+c)^k}$$

Dove:

- k : scadenze temporali;
- C_k : flusso finanziario (positivo o negativo) al tempo k ;
- c : Costo medio ponderato del capitale (o WACC=*Weighted Average Cost of Capital*) indice di rendimento alternativo per rischio simile secondo la teoria del CAPM (*Capital Asset Pricing Model*);
- $\frac{1}{(1+c)^k}$: fattore di attualizzazione al tempo k

Secondo nuovi sviluppi si parametrizza anche un secondo fattore: il moltiplicatore, ovvero l'aumento relativo del VAN rispetto all'investimento iniziale:

$$mm = \frac{w + C_0}{C_0}$$

Dati:

1. W_0 : stock di ricchezza iniziale al tempo 0
2. Un generico investimento che prevede un'uscita di cassa positiva e pari a $-C_0$ (con $W_0 > C_0$), e flussi in entrata pari a C_1 al tempo 1, C_2 al tempo 2 e C_k al tempo k .
3. Un tasso di rendimento c pari al costo opportunità del soggetto stesso (ad esempio il tasso di conto corrente a cui il soggetto può lasciare i propri soldi, ovvero il Costo del capitale medio WACC).

Se il soggetto decide d'intraprendere l'investimento, avrà una ricchezza pari a $W_0 - C_0$ al tempo 0 e alle scadenze 1, 2, k incasserà i rispettivi flussi, reinvestendoli al suo costo opportunità (che coincide con c). Prendendo come orizzonte temporale $n > k$ la ricchezza finale W_n , nel caso in cui si effettui l'investimento, è pari a:

$$W_n = (W_0 - C_0)(1+c)^n + C_1(1+c)^{n-1} + \dots + C_k(1+c)^{n-k}$$

Nel caso in cui non si effettuasse l'investimento, la ricchezza finale W_t al tempo t sarebbe:

$$W_t = W_0(1+c)^t$$

Il VAN detrae il costo dell'investimento dalla somma dei flussi di cassa positivi che si verificheranno in futuro, attualizzati.

La formula del VAN si ricava partendo dalla sommatoria dei flussi di cassa netti, attualizzati con il tasso di sconto corrispondente:

$$(W_0 + C_0)(1 + c)^n + C_1(1 + c)^{n-1} + \dots + C_k(1 + c)^{n-k} > W_0(1 + i)^n$$

Semplificando, si ottiene:

$$w(i) = \sum_{k=0}^n \frac{C_k}{(1 + c)^k} > 0$$

Se la funzione $w(i)$ così definita è positiva allora conviene effettuare l'investimento. L'investimento è accettato se il VAN a vita intera $\omega(n) < 0$. Al variare di c naturalmente si ottengono dei risultati diversi; per questo il VAN è considerato un criterio di scelta *soggettivo*: al variare del costo opportunità del soggetto sarà più o meno conveniente intraprendere l'investimento.

Il valore del VAN nei vari periodi (per $i < n$) non indica la bontà dell'investimento.

Se l'investimento è conveniente, la ricchezza finale nel caso in cui si intraprenda l'investimento deve essere superiore alla ricchezza finale rispetto al caso in cui non si intraprenda l'investimento: tale convenienza attesa si deduce dalla positività della funzione $G(i)$ definita in seguito. Ogni qual volta un investimento è associato ad un VAN positivo risulta non solo conveniente dal punto di vista economico e finanziario ma è più conveniente anche degli altri investimenti con caratteristiche simili.

Confrontando il VAN di due o più investimenti alternativi si riesce a valutare l'opzione più vantaggiosa attraverso il meccanismo dell'attualizzazione dei costi e dei ricavi, che prevede il ricondurre ad un medesimo orizzonte temporale i flussi di cassa che si manifesterebbero in momenti diversi e che quindi di norma non sarebbero direttamente confrontabili.

Un VAN negativo non vuol dire che non c'è un rendimento netto, bensì vuol dire che il rendimento dell'investimento è minore di quello alternativo (cioè di quelli con lo stesso rischio). Infatti, se consideriamo un investimento di € 1000 al tempo 0 con un ricavo dopo 1 anno pari ad € 1100 ed utilizziamo un tasso di rendimento del 20%, il VAN è negativo ($= -83,33$) cioè rende € 83,33 (attualizzati) in meno rispetto all'investimento alternativo.

Importante è quindi la scelta del tasso da applicare: serve appunto ad identificare investimenti con caratteristiche simili.

Attraverso il calcolo del VAN, oltre che stabilire la convenienza attesa di un singolo investimento, è anche possibile confrontare la convenienza tra due o più investimenti in concorrenza tra loro. Data la definizione, è chiaro che il più conveniente tra n investimenti concorrenti sarà quello con il VAN (che ricordiamo è il valore attualizzato al netto dei costi) maggiore: ne consegue che ordinare la convenienza attesa di n investimenti in modo decrescente sarà uguale a ordinare pure in modo

decescente i VAN corrispondenti per questi stessi investimenti. Si badi però che un raffronto diretto (con conseguente relazione di ordinamento) tra VAN per investimenti è possibile *solo* se il periodo (il max $k = n$ della formula precedente) di attualizzazione è *lo stesso* per tutti gli investimenti considerati.

È altresì evidente che un raffronto diretto può essere operato solo se il capitale investito inizialmente è uguale in tutte le n alternative d'investimento.

Come primo oggetto di studio si prende il caso della macchina Venus: come già spiegato in precedenza, la versione elettrica presenta un sistema di resistenze per un totale di 22,5 kW installati; ovviamente questa potenza è ampiamente sovradimensionata per essere sicuri che la macchina sarà all'altezza di qualsiasi richiesta da parte dell'operatore; perciò non sarà mai utilizzata tutta la potenza disponibile, bensì una buona percentuale, a seconda della situazione. A ciò andrà aggiunto almeno due, se non tre KW in più per motivi di dissipazione spiegati in precedenza.

Per i motivi sopra esposti, si ritiene corretto assumere come potenza massima assorbita dalla macchina 18 kW elettrici, in base alla potenza termica calcolata durante lo studio di fattibilità della pompa di calore. Tale termoresistenza viene acquistata dal fornitore per 1040 €, costo molto esiguo dovuto alla semplicità del componente, e si è stimato un costo d'esercizio pari a 0,18 €/kWh elettrico (si tratta semplicemente del costo unitario dell'elettricità previsto dal contratto tra IMA S.p.A. e l'ente fornitore). Data la sua semplicità, l'esperienza passata constata che sostanzialmente non esistono interventi, quindi costi di manutenzione. Esiste la probabilità scarsa che le resistenze si rompano, ma tale eventualità non è fattibile nella pratica.

È stata fatta, in seguito, un'accurata ricerca di mercato per ricavare i costi unitari per la produzione d'energia termica; questi sono i risultati ricavati dall'indagine:

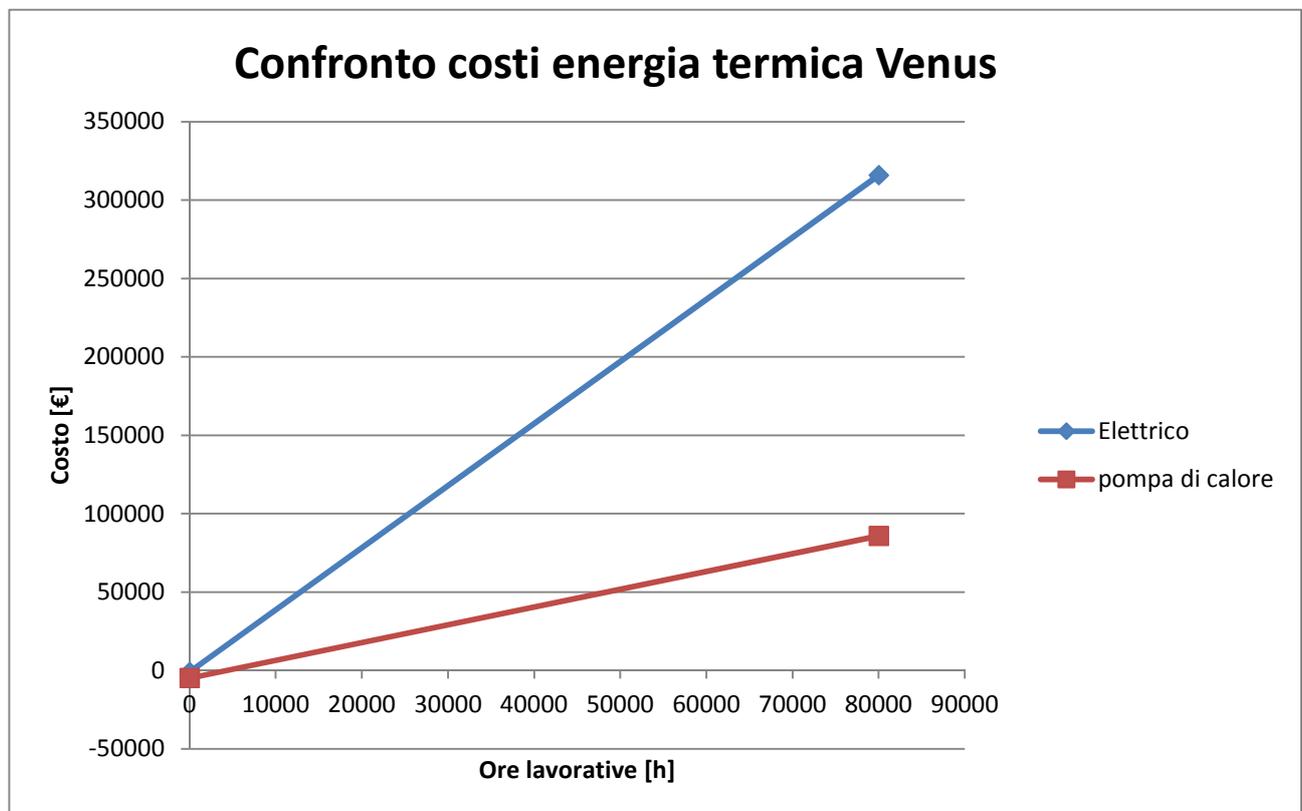
- Costo unitario utilizzando resistenze elettriche: 0,22 €/kWh.
- Costo unitario utilizzando pompe di calore: 0,063 €/kWh.
- Costo unitario utilizzando combustione di metano: 0,075 €/kWh.

Da questi parametri si capisce come utilizzare l'effetto Joule per generare calore sia il metodo più costoso tra quelli tradizionali.

Detto questo si passa all'analisi dei costi di una possibile pompa di calore: tenendo conto del costo d'acquisto, installazione e manutenzione per la vita lavorativa prevista, si ipotizza, consultando diversi cataloghi commerciali, che per la taglia prevista il costo fisso ammonterà a 5000 €: ad un primo impatto può risultare sconveniente sostituire le resistenze con una pompa di calore (i costi fissi sono di un ordine di grandezza maggiore), ma un'analisi approfondita mostra come questa affermazione trae in errore; è vero che la pompa di calore risulta molto più costosa sulla carta, ma essa si ripaga nel tempo più lentamente, cioè i costi d'esercizio di essa pareggiano quelli fissi dopo

ben 5100 ore di utilizzo, mentre le resistenze elettriche solo poco più di 260 ore (break even point o punto di pareggio).

La tabella sottostante descrive visivamente il confronto tra i due andamenti dei costi.



Per quanto riguarda il consumo d'electricità, trattandosi di un'industria di medio consumo (non è manifatturiera, ma di assemblaggio) il costo unitario dell'energia è pari a 0,18 €/kWh, tenendo in considerazione iva e imposte statali. Applicando questo costo ad entrambe le soluzioni, ci si aspetta una spesa minore per il caso della pompa di calore, poiché la potenza elettrica installata è circa tre volta minore rispetto il caso delle resistenze, e di conseguenza l'energia consumata sarà decisamente minore.

In vent'anni il costo dei consumi calcolati per una macchina che monta le resistenze sarà

$$C_{\text{tot,el}} = 388800 \text{ €}$$

Mentre il costo dei consumi elettrici nel caso della pompa di calore sarà

$$C_{\text{tot,pdc}} = 267840 \text{ €}$$

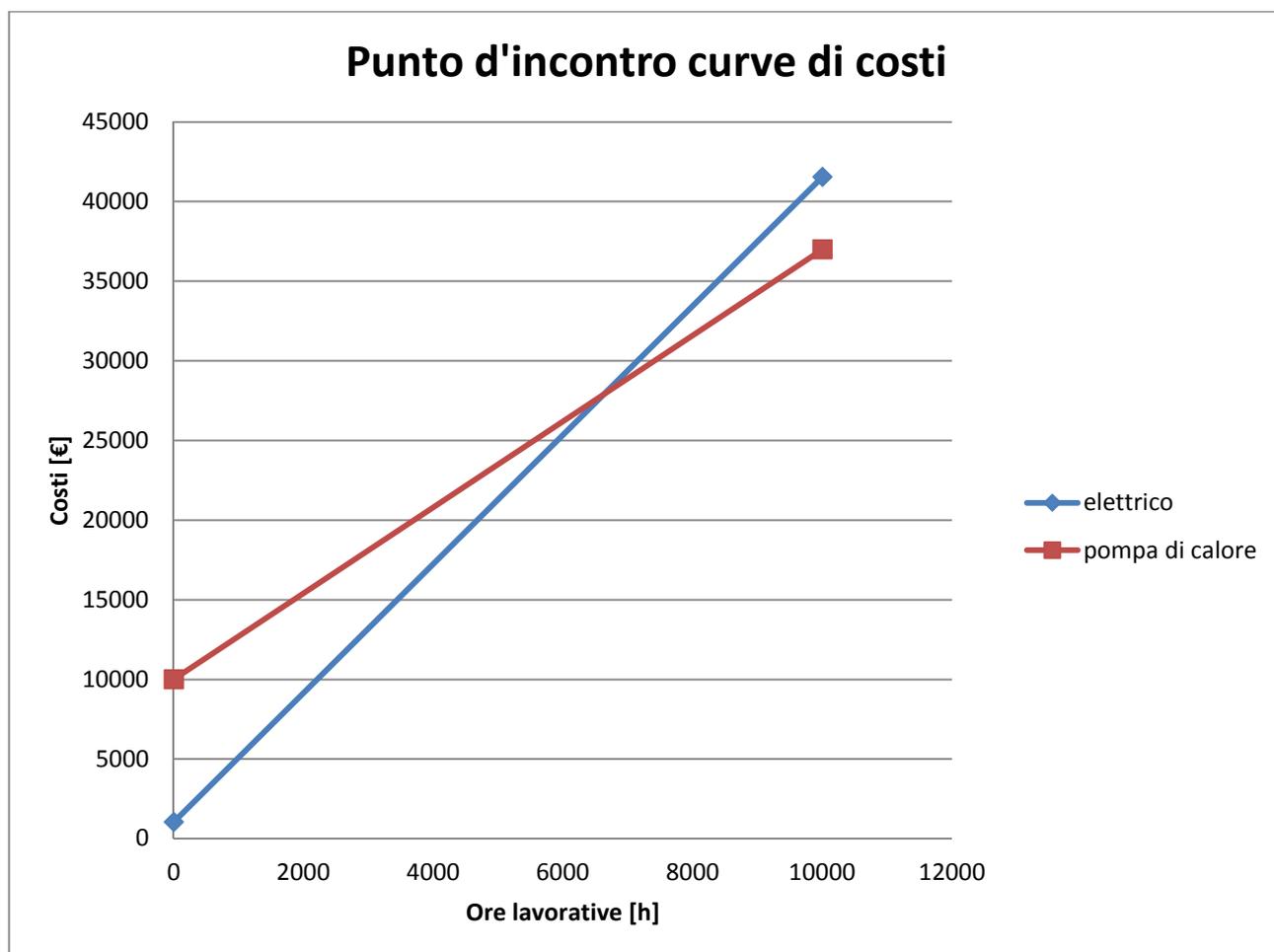
Ciò significa che la somma di denaro che si risparmierebbe in vent'anni di utilizzo della pompa di calore, invece che le resistenze, ammonta a

$$\Delta C_{\text{tot}} = 129600 \text{ €}$$

I quali corrispondono ad un risparmio annuo di 6480 €. Questo valore quantifica l'effettivo risparmio annuo che si avrebbe installando una pompa di calore al posto delle termoresistenze: anche se si dovessero aumentare il costo fisso d'installazione ed i costi di manutenzione (che comprendono anche la sostituzione e rimpiazzo del compressore e/o del refrigerante e di altri componenti), quest'ultimi risulterebbero comunque più convenienti rispetto il riscaldamento tramite effetto Joule, troppo scarso in rendimento.

Ipotizzando un costo unitario dell'energia elettrica costante, il punto d'incontro tra le due curve dei costi d'esercizio più d'installazione ed acquisto è situato a poco più di 6000 ore lavorative, che corrispondono a circa 3 anni (contando 250 giorni lavorativi all'anno per 8 ore al giorno).

Graficamente è qui sotto riportata la parte iniziale delle due funzioni temporali.



Da questo si evince che la spesa iniziale della pompa di calore e dei suoi costi di manutenzione (qui si è ipotizzato un costo iniziale di 10000 € per includere abbondantemente ogni sorta di costo) non portano ad un risultato conveniente ed utile rispetto alle resistenze elettriche se essa viene utilizzata per un periodo inferiore a quello calcolato nel punto d'incontro delle due curve. Dato che, come già spiegato, la macchina è progettata per una vita utile maggiore di vent'anni, la fattibilità della sostituzione rientra ampiamente nelle previsioni.

Si ottiene nel caso della macchina Venus un VAN della pompa di calore positivo e maggiore rispetto quello delle resistenze elettriche, avvalorando numericamente l'ipotesi di convenienza della pompa di calore, anche se essa fornisce flussi di cassa positivi che pareggiano il costo d'investimento prima della fine della vita utile più tardi rispetto il caso elettrico.

Stesso identico ragionamento può essere fatto per la macchina Minilab: allo stato dell'arte presenta una batteria di resistenze che costa 580 € d'acquisto e sostanzialmente nulla di manutenzione; la pompa di calore dimensionata per il sistema, invece, si stima che costerà non meno di 2000 €, tenendo conto della potenza sovradimensionata del compressore per motivi pratici (così si è sicuri di poter adempiere ad ogni richiesta da parte della macchina) pari a 4 kW. In questo caso si avranno costi più contenuti per via delle potenze installate più basse: per questo motivo le curve dei costi variabili avranno la stessa pendenza del caso precedente, ma saranno più vicine all'origine per via dei costi fissi minori. Tenendo valide le ipotesi e i costi unitari esposti poco fa, si ottiene la spesa totale d'energia elettrica utilizzando per vent'anni le termoresistenze:

$$C_{\text{tot,el}} = 114048 \text{ €}$$

Mentre il costo dei consumi elettrici nel caso della pompa di calore sarà

$$C_{\text{tot,pdc}} = 69120 \text{ €}$$

Ciò significa che la somma di denaro che si risparmierebbe in vent'anni di utilizzo della pompa di calore, invece che le resistenze, ammonta a

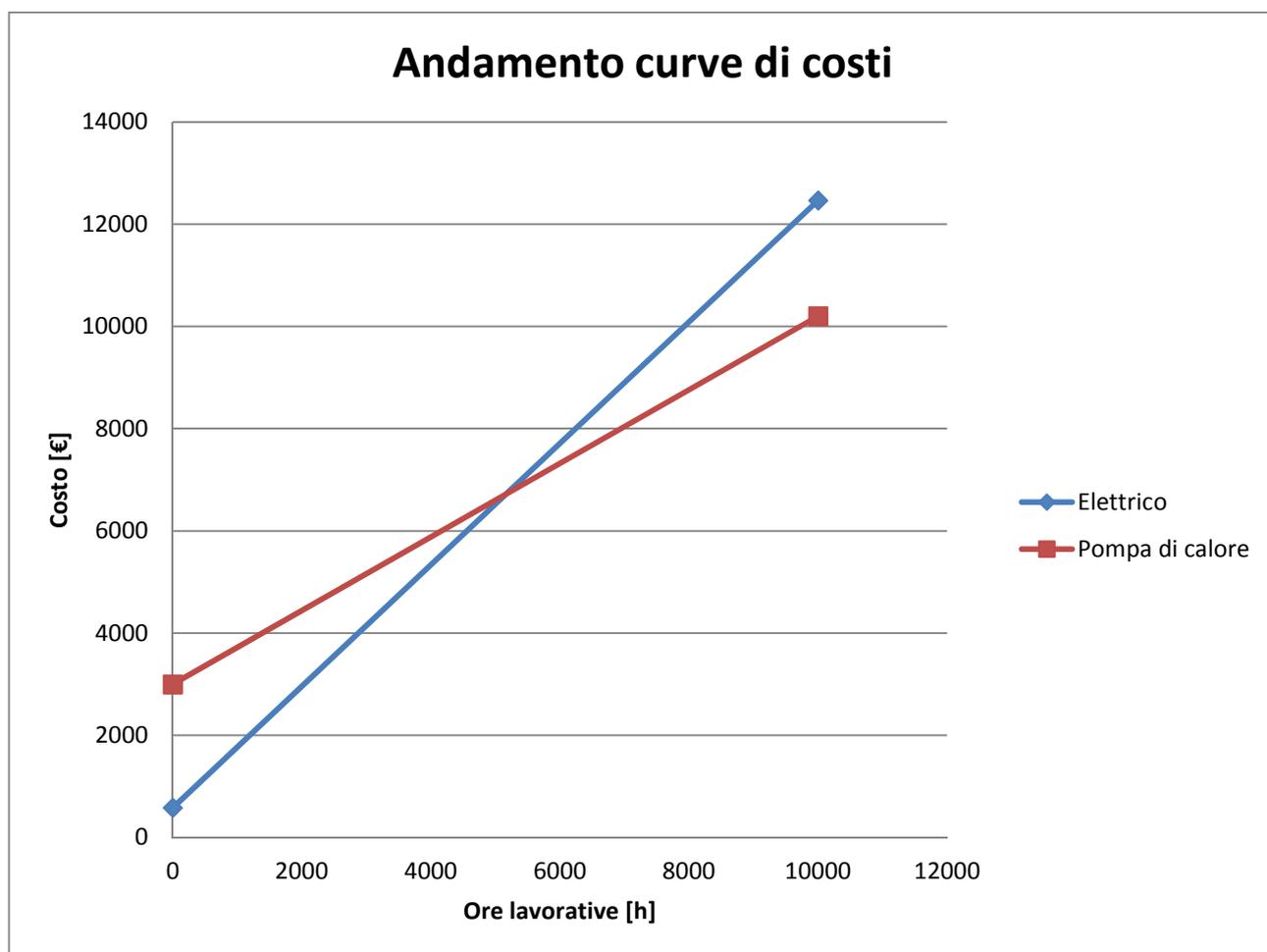
$$\Delta C_{\text{tot}} = 44928 \text{ €}$$

I quali corrispondono ad un risparmio annuo di 2246 €. Questo valore quantifica l'effettivo risparmio annuo che si avrebbe installando una pompa di calore al posto delle termoresistenze:

anche se si dovessero aumentare il costo fisso d'installazione ed i costi di manutenzione (che comprendono anche la sostituzione e rimpiazzo del compressore e/o del refrigerante e di altri componenti), quest'ultimi risulterebbero comunque più convenienti rispetto il riscaldamento tramite effetto Joule, troppo scarso in rendimento.

Come nel caso precedente, la pompa di calore diventa conveniente rispetto le resistenze quando la macchina è concepita per durare dalle 5000 ore lavorative in poi (maggiorando i costi fissi per tutelarsi), cosa che accade ampiamente. Questi conti sono stati fatti tenendo in considerazione possibili sostituzioni di tutto il sistema compressore-condensatore-valvola di laminazione-evaporatore, delle opere di manutenzione ordinarie, come pulizia dei filtri, cambio dell'olio del compressore, fermi macchina dovuti a ispezioni, e del rendimento calante della pompa in sé.

Qui sotto è raffigurato graficamente il punto d'incontro.



Si ottiene anche nel caso della macchina Minilab un VAN della pompa di calore positivo e maggiore rispetto quello delle resistenze elettriche, avvalorando numericamente l'ipotesi di

convenienza della pompa di calore, anche se essa fornisce flussi di cassa positivi che pareggiano il costo d'investimento prima della fine della vita utile più tardi rispetto il caso elettrico.

Essendoci stati dei costi d'investimento più contenuti (a causa delle ridotte dimensioni) il VAN risulta ancora più conveniente.

Per quanto riguarda il trattamento dell'aria tramite vapore tecnologico, molto utilizzato nell'industria farmaceutica, si riscontra una situazione diversa: avendo a disposizione una rete di distribuzione di vapore tecnologico lungo l'intero impianto produttivo, questi clienti richiedono sistemi di trattamento dell'aria a vapore come un vero e proprio requisito dell'impianto, in quanto, una volta installato quest'ultimo, il cliente resta solo che allacciarlo alla rete di vapore; in parole povere, l'azienda farmaceutica non deve sostenere costi d'acquisto, di manutenzione e d'installazione di dispositivi atti alla "produzione" d'energia termica dedicata all'impianto in questione (in altre parole, tali costi fissi sono rappresentabili come una piccola percentuale di quelli imputabili alla centrale di produzione, valore numerico in funzione delle dimensioni di quest'ultima). Questo, in termini economici, consiste sostanzialmente in un totale azzeramento dei costi fissi, facendo perciò coincidere i totali di produzione al consumo di vapore tecnologico (manutenzione e ammortamento della centrale di produzione del vapore sono fuori dalle competenze di questo studio).

Dopo un'accurata ricerca, si è appurato che il costo medio unitario che un'azienda italiana deve sostenere per produrre un chilogrammo di vapore tecnologico è

$$C_{\text{vap}} = 0,03 \text{ €/kg}$$

E cioè 30 € a tonnellata di vapore prodotto. Questo prezzo racchiude in sé sia il costo per l'acquisto di gas naturale sia i costi legati alla centrale termica (generalmente una o un gruppo di caldaie industriali ad alta efficienza) sia fissi che variabili; a titolo di cronaca, il costo per produrre un chilogrammo di vapore utilizzando gasolio è 0,05 €/kg.

Il vapore prodotto viene immesso nella rete ad una pressione di almeno 3 barG, in modo tale da ridurre le perdite e aumentare l'efficienza, a scapito di una spesa maggiore. Le UTA vendute da IMA S.p.A. funzionanti a vapore saturo, infatti, sono tutte progettate per accettare in ingresso da 3 bar relativi fino a 16: questo largo range di pressione è dovuto al fatto che non si sa quanto lontana sarà posizionata l'unità trattamento aria rispetto la macchina; così facendo, se la distanza elevata di condutture comporta perdite di carico e dispersioni maggiori, si potrà aumentare la pressione del vapore per compensare questi difetti. Bisogna fare notare che, in questo modo, si andrà incontro a

costi d'esercizio maggiori per il cliente (è opportuno posizionare il tutto con un layout il più compatto possibile).

Per confrontare sullo stesso piano questo costo unitario con quello elettrico, si è stimato l'onere finanziario unitario di un kWh termico ottenuto grazie al vapore:

$$c_{\text{vap,kWh}} = 0,0507 \text{ €/kWh a } p = 3 \text{ barG}$$

$$c_{\text{vap,kWh}} = 0,0564 \text{ €/kWh a } p = 16 \text{ barG}$$

Questi sono i costi del vapore relativi alla minima e alla massima pressione di rete a cui le tubature sono state progettate: tali valori sono stati calcolati con l'ipotesi che il vapore saturo sia completamente "consumato" negli appositi scambiatori di calore, cioè esso cede tutto il suo calore di condensazione, uscendo così sotto forma di liquido saturo.

Detto questo, si evince che il riscaldamento a vapore risulta più conveniente rispetto quello con pompa di calore sia sul campo dei costi d'esercizio che quelli d'installazione e manutenzione. Tuttavia, bisogna tenere conto che l'UTA ha comunque un suo costo e che il ragionamento fatto sopra ha valore solo nel caso in cui non sia necessaria una deumidificazione dell'aria, in quanto, in quel caso, è necessario sommare ai costi di produzione del vapore quelli di produzione dell'acqua gelida (solitamente tramite un chiller industriale: sicuramente tale costo aggiuntivo sarà maggiore di due centesimi per kWh, perciò sul piano dei costi di consumo risulterà più conveniente l'utilizzo di una pompa di calore, sempre che questa opzione sia fattibile in un impianto industriale di grossa taglia (fino ad ora sono stati trattati solo impianti piccoli) e sempre che il cliente lo accetti.

Da un punto di vista tecnico e termodinamico, l'installazione di una pompa di calore in grado di soddisfare i requisiti dalle grandi portate d'aria tipiche dei grossi impianti (dai 2000 m³/h in su); il problema che scoraggia la fattibilità di questa opzione alternativa è il costo economico, perché, per garantire l'efficienza totale del trattamento dell'aria che il vapore e l'acqua gelida garantiscono, sarebbe necessario installare un'UTA di grossa taglia, dotata di più compressori e ventilatori, in modo da garantire la potenza termica richiesta dalla lavorazione: consultando cataloghi e fornitori si è giunti alla conclusione che i gruppi a pompe di calore con la potenzialità ricercata esistono, ma costano dai 20.000 € in su solo per quanto riguarda l'acquisto del dispositivo. Dato che un'UTA tradizionale della che tratta la stessa portata d'aria di processa costa circa 13.000 € (compresa di filtri, dispositivi per l'assemblaggio delle parti modulari, ventilatori interni e scambiatori), già per quanto riguarda l'acquisto non conviene puntare sulla pompa di calore. In più, sotto un'ottica di manutenzione e sostituzione delle parti danneggiate lungo la vita utile dell'impianto, l'unità a fluidi non presenta parti in movimento (salvo il piccolo ventilatore) e filtri e spazi interni sono facilmente

ispezionabili, pulibili e sostituibili, mentre la pompa di calore presenta costi di manutenzione legati all'uso e all'usura dei compressori, del fluido refrigerante, dei cuscinetti che vanno cambiati ogni certo numero di giri, ecc. Inoltre, l'UTA a vapore non necessita d'energia elettrica per funzionare (a parte sensori e attuatori, ma si sta parlando di potenze ininfluenti rispetto la dimensione dell'impianto), mentre la potenza elettrica installata sulla pompa di calore, tra compressori e ventilatori, supera ampiamente i 50 kW.

Per quanto riguarda le dimensioni, il sistema pompa di calore, per la potenza richiesta, risulta essere molto ingombrante, in quanto esso è stato pensato per essere posizionato in cima agli edifici di grosse dimensioni: anche questo aspetto pone diverse difficoltà, poiché posizionare lontano l'UTA per motivi di spazio comporta elevate perdite di carico e dissipazioni lungo le tubature che portano l'aria appena trattata alla macchina.

La pecca del sistema tradizionale rispetto a quello alternativo è il trattamento dell'acqua calda che esce dalla batteria del caldo, problema assente nella pompa di calore.

Per i motivi esposti qui sopra, perciò, si conclude che il trattamento dell'aria tramite il vapore (e l'acqua gelida se è necessaria la deumidificazione, mentre il riscaldamento va sempre fatto) rimane il più conveniente in quelle realtà industriali ove è presente una rete di distribuzione del vapore tecnologico (stragrande maggioranza degli impianti farmaceutici), in quanto il termovettore e la centrale di produzione di quest'ultimo sono già presenti e perciò non devono essere acquistati dispositivi aggiuntivi dedicati alla macchina. Le soluzioni di tipo elettrico trattate precedentemente sono ideali per tutti quei restanti impianti di produzione di piccoli lotti, impianti pilota e di prova, per quei piccoli stabilimenti in cui non è presente alcun impianto a vapore, che perciò necessitano di strumenti per la produzione di potenza termica attraverso la conversione di energia elettrica in calore: macchine come la Minilab, che sono state ideate appositamente per testare nuovi prodotti, cercano di ricreare in piccolo le condizioni e le situazioni tipiche di produzione massiva (e contenendo così le spese in caso di fallimento del prodotto da testare), utilizzando molta elettricità per il trattamento dell'aria; le soluzioni alternative elettriche sono valide anche per quelle industrie situate in paesi dove l'elettricità costa molto poco (tipico caso di riferimento è la Francia), perciò la spesa maggiore che si affronta inizialmente per l'acquisto dell'impianto si rivela poi nel tempo un ottimo investimento, in quanto l'efficienza dell'utilizzo d'energia elettrica consegue un risparmio sui costi d'esercizio dovuti al basso prezzo per kWh (calcoli e grafici mostrati precedentemente sono stati fatti sul modello industriale italiano tipico quale è IMA S.p.A.).

Il costo elevato delle pompe di calore è dovuto al fatto che queste ultime sono diventate una realtà nel mondo della termoregolazione solo recentemente, e per questo motivo sono ancora molto costose: si spera che lo sviluppo tecnologico le porti a diventare competitive sul mercato, sia a

livello di abitazioni civili che industriale, in modo che la loro applicabilità diventi competitiva e vantaggiosa economicamente rispetto i sistemi tradizionali. Purtroppo, attualmente la situazione presenta sul mercato sistemi di pompe di calore concepiti per il trattamento dell'aria di grandi volumi, ad esempio ospedali o centri commerciali; allo stato dell'arte le aziende specializzate in UTA tendono a progettare e costruire dispositivi idonei a portate molto maggiori rispetto a quelle richieste dalle macchine in questione. Si spera che un indomani tale tecnologia venga applicata ad ogni taglia di portata da trattare, in modo da poter sfruttare i suoi benefici e l'efficienza energetica che porta, senza il problema di gestire fluidi termovettori ancora caldi e altro.

Per quanto riguarda l'ipotesi del recuperatore negli impianti di grossa taglia, dal punto di vista economico si avrà un aumento dei costi d'installazione dovuti all'acquisto e disposizione di uno scambiatore di calore coassiale a tutta aria e di metri di condotte in più, necessarie a convogliare l'aria in uscita verso il recuperatore; per quanto riguarda l'aspiratore, non sarà necessario installarne uno di taglia maggiore in quanto questi ultimi sono scelti appositamente sovradimensionati per sopperire a possibili perdite di carico maggiori che l'impianto incontrerà una volta installato nello stabilimento del cliente (nonostante IMA S.p.A. consigli un massimo di 15-20 metri di condotte al massimo, i clienti notoriamente ignorano tale avviso, facendo sì che degli aspiratori progettati ad hoc per l'impianto risultino non adeguati). Confrontandosi e trattando con diversi fornitori, si è concluso che, tra acquisto, installazione e manutenzione, uno scambiatore per la portata di una macchina come la Perfima 500 verrà a costare non meno di 9000 €. Per quanto riguarda le condotte, composte da acciaio inox, spessore 2 mm e materiale isolante annesso, esse costano 375 €/m: confrontandosi con i montatori che si occupano dell'assemblaggio dell'impianto (perciò molto esperti riguardo quest'ultimo), si è giunti a ipotizzare un'aggiunta di almeno 12 metri necessari per allungare la condotta fino all'ingresso dello scambiatore, posizionato subito a monte dell'UTA. Considerando validi come primo approccio questi costi, il costo totale d'investimento per il recuperatore di calore sarà

$$C_{r,tot} = 9000 + (375 \times 12) = 13500 \text{ €}$$

Perché tale investimento sia valido, è necessario che il fatturato (in questo caso si traduce come il costo attualizzato non sostenuto della produzione di vapore tecnologico per cedere calore) prodotto pareggi il costo d'investimento prima della fine della vita utile dell'impianto.

Considerando che, se non si applicasse alcuna miglioria al layout, si installerebbe un normale impianto allo stato dell'arte, la curva dei costi d'esercizio senza recuperatore viene assunta come

una retta passante per l'origine degli assi (si stanno trattando i costi aggiuntivi che si avrebbero in più, in modo da capire se l'investimento risulti conveniente oppure no), mentre quella che prevede l'aggiunta di un recuperatore parte dal valore sulle ordinate pari al costo totale d'investimento, ma presenta una pendenza più bassa rispetto la retta precedente, in quanto parte della potenza che l'UTA dovrebbe fornire all'aria viene ceduta dal flusso in uscita dalla macchina, che è un contributo "gratuito". Il coefficiente angolare è costituito da due elementi moltiplicati fra loro: la potenza termica che dovrà essere ceduta all'aria in ingresso, espressa in kW, e il costo per unità di calore della produzione di vapore tecnologico, espresso in €/kWh.

La retta dei costi normali è definita dalla funzione lineare

$$Y = 120 \text{ kW} \times 0.05 \text{ €/kWh} \times X \text{ h}$$

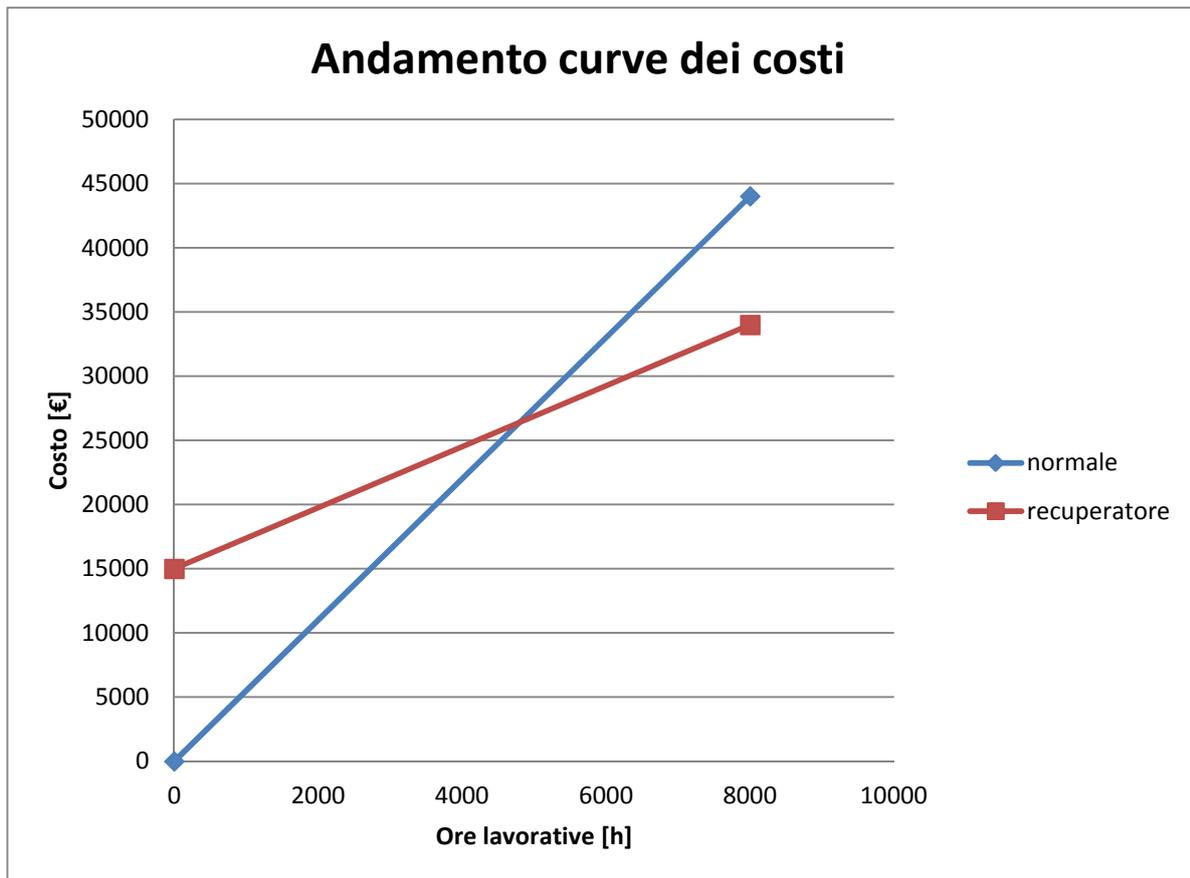
Dove Y rappresenta il costo d'esercizio cumulato fino all'ora lavorativa X.

La retta dei costi se s'installasse uno scambiatore di calore con le relative condotte in più risulta

$$Y = (85 \text{ kW} \times 0.05 \text{ €/kWh} \times X \text{ h}) + 15000 \text{ €}$$

Dove Y e X rappresentano le stesse variabili; si noti come il costo per unità d'energia ceduta del vapore rimanga costante (il vapore costa sempre uguale a prescindere dal resto), mentre la potenza termica a carico dell'UTA cala grazie al contributo dello scambiatore. Si fa notare, inoltre, che sono stati maggiorati sia la potenza termica nel secondo caso, per tenere conto della variabilità della percentuale di potenza recuperata, sia i costi fissi del recuperatore, per sopperire probabili aumenti di costo dovuti a necessità tecniche (ad esempio potrebbero essere necessari più metri di condotte).

Il break even point dello scambiatore di calore si ha poco prima delle 3000 h lavorative, mentre il punto in cui si intersecano le due rette si trova a circa 6700 h lavorative: dato che questi impianti sono concepiti per durare almeno 20 anni, considerando un tipico anno lavorativo di 250 giorni per 8 ore lavorative, il punto d'incontro si trova prima di 4 anni, confermando l'utilità e la validità economica dell'investimento. Graficamente i due grafici sono visualizzati nell'immagine sottostante.



Alla fine della vita utile dell'impianto (ciò non significa necessariamente il suo smantellamento) il costo che l'azienda farmaceutica non dovrà affrontare ammonta a poco più di 10000 €, nel caso della macchina Perfima 500.

Si fa notare come questo risultato avvalori ulteriormente la fattibilità dell'applicazione di un sistema di recupero energetico su questi tipi d'impianto produttivo che presentano un continuo flusso d'aria di processo.

Bisogna fare notare che questo ragionamento e questi calcoli valgono solo in situazioni che presentano un layout compatto ed intelligente, in cui macchina, UTA e aspiratore sono posizionate il più possibile vicini tra di loro, in modo da avere minori perdite di carico e dissipazioni possibili e quindi un flusso d'aria in uscita dalla macchina che raggiunga l'ingresso dello scambiatore ancora caldo, tale da fornire calore sensibile al flusso in ingresso, e non un fluido tiepido che non dia alcun contributo poiché quest'ultimo ha perso troppa energia lungo il tragitto.

Conclusioni

Alla luce di quanto esposto finora, si comprende come un intervento di recupero energetico sia conveniente sotto molti aspetti, compreso quello economico: questo studio ha, infatti, dimostrato come l'investimento di tempo e denaro nella realizzazione e dimensionamento di uno o più sistemi in linea con la filosofia dell'energy saving comporti una serie di vantaggi, che si realizzeranno nel breve e nel lungo termine. Specificatamente, è stata studiata la fattibilità di tali ipotesi migliorative lungo tre tipi di categorie in cascata: per prima cosa si è affrontato il tema di fattibilità termo e fluidodinamica, dove si è dimostrata la potenzialità e l'utilità dell'ipotesi secondo le formule matematiche dettate dalla fisica tecnica, poi si è passati al tema della fattibilità meccanica, dove è stato studiato se la macchina può garantire le prestazioni volute e la sua corretta funzionalità anche nella nuova situazione che si vuole realizzare, ed infine è stata affrontata la fattibilità impiantistica, dove è stata analizzata la possibilità di poter applicare negli impianti esistenti le ipotesi formulate e se tali migliorie giustificherebbero nel tempo l'investimento economico che esse comportano.

Tutte le ipotesi devono essere studiate sotto questi aspetti e, se e solo se tutti e tre gli studi daranno esito positivo, allora esse saranno considerate fattibili nella realtà e, quindi, oggetto di futuri studi più approfonditi e specifici atti a confermare i risultati conseguiti in questa tesi.

In questo caso, come già esposto precedentemente, alcune ipotesi sono state scartate, in quanto esse si sono rivelate impossibili da applicare nella realtà industriale, come l'aumento della velocità di flusso e quindi della portata d'aria negli impianti già esistenti, o si sono rilevate fattibili a livello termodinamico, ma dannose a livello di lavorazione, come il recupero energetico tramite ricircolo d'aria o tramite mescolamento adiabatico, che comprometterebbero la qualità del prodotto finale introducendo sostanze inquinanti nella macchina.

Nonostante ciò, sono stati ottenuti diversi risultati positivi di notevole importanza: nelle macchine piccole e in quelle compatte per il lavaggio è stato dimostrato come la sostituzione delle resistenze elettriche, obsolete ed energivore, con un sistema di riscaldamento e deumidificazione composto da una pompa di calore che prima deumidifica l'aria raffreddandola per poi restituirle il calore preso più una quantità aggiuntiva che la porta alla temperatura voluta; approfondendo lo studio, è stata dimostrata la fattibilità dell'intervento migliorativo (sia termodinamica che impiantistica) e le migliorie che esso porterà, e cioè l'utilizzo intelligente di energia elettrica, il quasi nullo impatto ambientale e il consumo ridotto d'elettricità. Questa soluzione innovativa comporta oltre ad un

cospicuo vantaggio economico (tradotto in una minore potenza elettrica installata), un vantaggio tecnico, poiché si ottimizza e si valorizza il consumo energetico.

Negli impianti di taglia più grossa, che utilizzano vapore tecnologico per il riscaldamento dell'aria, questo studio ha dimostrato l'utilità che comporterebbe l'inserimento di un sistema di recupero energetico composto di un recuperatore di calore a tutta aria: tale scambiatore, allocato a monte dell'unità trattamento aria, recupererebbe parte dell'energia termica contenuta nell'aria espulsa dalla macchina (che allo stato dell'arte viene espulsa in atmosfera così com'è) e la cedrebbe al flusso in ingresso ancora da trattare; tale migioria comporterebbe un risparmio notevole, che si traduce in potenza termica ceduta gratuitamente all'aria fresca, invece che da una batteria di preriscaldamento, fino a un terzo d'energia termica totale.

È necessario sottolineare che tale ipotesi migliorativa è valida se e solo se l'impianto in questione è il più compatto possibile, cioè presenta delle condotte per l'aria di processo lunghe lo stretto necessario per il raggiungimento di tutti i componenti; di fatto, l'efficienza del recuperatore di calore cala molto sensibilmente con l'aumentare della metratura delle condotte, in quanto aumentano di conseguenza le perdite di carico e le dissipazioni. Si avrebbe così un flusso d'aria in entrata dello scambiatore, dopo aver percorso tutta la linea, molto raffreddata, in modo da risultare inutile per lo scambio energetico. Si ribadisce che instaurare un corretto flusso d'informazioni ed una stretta collaborazione tra l'azienda e il cliente comporterebbe diversi benefici, tra cui la progettazione di layout d'impianto intelligenti e ben congeniati, che mirino alla riduzione degli sprechi e all'ottimizzazione delle risorse dove ciò è possibile.

In conclusione, questo studio ha dimostrato l'utilità e la fattibilità dell'applicazione di migliorie impiantistiche semplici ed intelligenti, concepite in un'ottica d'energy saving, materia sempre più stringente nella realtà industriale moderna, caratterizzata da costi delle risorse sempre più alti e normative sull'impatto ambientale sempre più stringenti.

Si consiglia, perciò, di approfondire sempre più nello specifico gli studi per risolvere questi sprechi legati a ogni impianto produttivo, ma soprattutto, di fare comprendere al personale aziendale l'importanza della ricerca e dello sviluppo di sistemi produttivi industriali sempre più efficienti e attenti al recupero energetico e come e quanto siano convenienti, soprattutto in termini economici: nonostante essi comportino elevati costi d'investimento iniziali (che saranno recuperati completamente nella vita utile dell'impianto), nel corso della sua vita utile tali oneri saranno ampiamente ripagati in minori costi d'esercizio, oltre che fare guadagnare all'azienda un'immagine migliore ed innovativa rispetto ai potenziali clienti (la cosa può essere sfruttata anche a livello "pubblicitario").

Come ultima cosa, ci si riserva di consigliare a IMA S.p.A. di investire tempo e denaro allo scopo di migliorare le proprie macchine, rendendole sempre più efficienti; come esempio lampante si utilizza il caso dei sistemi di coating, in cui la conoscenza scarsa e poco approfondita del fenomeno di compattazione delle compresse limita di fatto i parametri di processo, specialmente la portata d'aria per l'essiccamento: una ricerca specifica sul fenomeno della forza di contatto reale tra le compresse, dovuto alla differenza di pressione e all'effettiva area di contatto, potrebbe trovare una soluzione che possa superare tali vincoli, comportando così diverse migliorie tecniche, come un salto di temperatura più piccolo e stabile e delle condotte per l'aria più piccole (area minore, a parità di portata, comporta una velocità maggiore, che allo stato dell'arte costituisce un vincolo insormontabile) e, perciò, meno costose ed ingombranti.

Questo è solo un esempio tra i tanti che descrive i benefici che potrebbero essere portati seguendo una filosofia d'energy saving applicata in modo intelligente.

Bibliografia

1. Sito internet: <http://www.ima.it>
2. Sandrolini Sandro, Naldi Giovanni, “*Macchine - Impianti motori termici e i loro componenti*” vol. 3, Pitagora Editrice Bologna, 2003
3. Alessandro Cocchi, “*Elementi di Termofisica, generale e applicata*”, Progetto Leonardo, Società Editrice Esculapio s.r.l., Bologna, 1998
4. Yunus A. Çengel, “*Termodinamica e trasmissione del calore*”, McGraw-Hill, 1998
5. Catalogo MZ aspiratori S.p.A., via Certani 7 – 40054 Budrio (BO) sito internet: <http://www.mzaspiratori.com>
6. Catalogo Compressori scroll Coprland, ECR-Italy S.p.A., sito internet: <http://www.ecritaly.it>
7. Catalogo Pompe di calore ARMEC S.p.A., via Bevilacqua 44, Verona (VR), sito internet: <http://www.aernec.it>
8. Catalogo Recuperatori di calore Recuperator The Heat Exchanger, via Valfurva 13, 20027 Rescaldina (MI), sito internet: <http://www.recuperator.eu>
9. Prof. Cesare Saccani, “*Lezioni di Strumentazione e Automazione industriale*”, Università degli studi di Bologna *Alma mater Studiorum*, Scuola di Ingegneria e Architettura
10. Prof. Giancarlo Rossi, “*Elementi di tecnica del controllo ambientale: tipologie impiantistiche*”, Università degli studi di Venezia, 2004
11. Dott. Donato Berardi, “*Costi e prezzi delle energie per le micro, piccole, medie e grandi imprese*” Roma, 28 aprile 2011
12. Seminario “*High Tech for Green Tech*”, CRIT Research, via Confine 2310, 41058 Vignola (MO), sito internet: <http://www.crit-research.it>
13. Prof. Prorettore vicario Emilio Ferrari, “*Lezioni di Servizi generali e sicurezza d’impianto*”, Università degli studi di Bologna *Alma mater Studiorum*, Scuola di Ingegneria e Architettura
14. Prof. Marco Gentilini, “*Lezioni di Impianti speciali e metodi per il calcolo del VAN*”, Università degli studi di Bologna *Alma mater Studiorum*, Scuola di Ingegneria e Architettura

Ringraziamenti

Un grazie speciale a Claudia, la cosa più bella che mi sia capitata in tutta la mia vita, che senza di lei non sarei mai arrivato dove sono ora. Grazie per la fiducia, la comprensione, l'Amore.

Ringrazio i miei genitori, Daniela e Nerio, mia zia Donatella e i miei nonni, per avermi guidato, amato, rimproverato ed educato, facendo di me la persona che sono.

Ringrazio i miei amici Stefano, Chiara, Luca, Davide, Riccardo, Brando, Sara, Giulia, Filippo, Marcello e tutti quelli che non ho citato, che mi hanno supportato e sopportato quando avevo bisogno con una birra al pub, una partita a basket o una semplice chiacchierata fino a tarda notte.

Desidero ringraziare IMA S.p.A. per l'opportunità che mi ha dato e i suoi dipendenti con cui ho avuto il piacere e l'onore di collaborare, in particolare l'Ingegnere Luca Maldina, il mio supervisore Ingegnere Nicola Gandolfi, che si è preso cura di me per tutta la durata di questa esperienza, l'Ingegnere Rocco Abbiuso, l'ingegnere Dario Fabbri, Marco Grazia, Antonio Lo Russo, Alan Afflitti, Mirco Boninsegna, Fabio D'Antuono, Luca Andraghetti, Gabriele Dal Monte e Oscar Dal Fiume.

Desidero infine ringraziare il professor Cesare Sacconi e tutto lo staff del Dipartimento di Impianti industriali dell'Università di Bologna per avermi guidato e saggiamente consigliato ogniqualvolta ne avessi avuto bisogno.