

## Capitolo n° 2

# EVAPORAZIONE CONCENTRAZIONE

## 2.1 Aspetti generali

La **concentrazione** è una operazione unitaria che ha lo scopo di ottenere una soluzione più concentrata a partire da una soluzione più diluita mediante **evaporazione** del solvente. In questo senso i termini evaporazione e concentrazione vengono spesso usati come sinonimi.

In tale operazione unitaria è previsto un trasferimento simultaneo di materia e di energia, sotto forma di calore, necessario per far bollire il solvente e quindi allontanarlo come vapore dalla soluzione che via via si concentra. Pertanto in questa operazione unitaria in ingresso vi è la **soluzione diluita**, in uscita vi sono il **solvente evaporato** e, come residuo, la **soluzione concentrata**. La concentrazione della soluzione finale dipende dalla quantità di solvente evaporato.

Nella evaporazione/concentrazione sono necessarie **grandi quantità di calore**, trasferite al solvente mediante **vapore di rete saturo secco** a bassa pressione (VB) prodotto in apposite caldaie e distribuito mediante tubazioni negli **evaporatori**, apparecchi che contengono un fascio tubiero detto **calandria**, in cui il vapore d'acqua condensa, cede il suo calore latente di condensazione/evaporazione e provoca di conseguenza l'ebollizione della soluzione.

Da notare che in questi impianti sono presenti **due tipi di vapore**:

- vapore di alimentazione: è il vapore di rete utilizzato come fluido di riscaldamento degli evaporatori
- vapore prodotto in ogni evaporatore dall'ebollizione della soluzione. Di solito si concentrano soluzioni acquose per cui anche il vapore prodotto è vapore d'acqua

L'operazione unitaria evaporazione/concentrazione è una operazione complessa e si articola nelle seguenti operazioni unitarie semplici:

- trasmissione del calore
- separazione tra vapore prodotto e soluzione in ebollizione
- economia del vapore di alimentazione, cioè massimo risparmio del vapore di rete

Nella progettazione di questo processo è necessario trovare le **condizioni operative ottimali**:

- aumentare i coefficienti di scambio termico
- ottimizzare le superfici di scambio termico dei fasci tubieri degli evaporatori
- utilizzare adatti dispositivi per la separazione tra vapore prodotto e liquido trascinato dalla soluzione in ebollizione

Da questo punto di vista l'evaporazione/concentrazione può essere vista come la somma di due processi:

- scambio termico
- separazione liquido-gas

Le **applicazioni** di questa operazione unitaria sono numerose, tra le quali:

- concentrazione soluzioni di NaOH diluite ottenute per elettrolisi di soluzioni di NaCl. In questi processi industriali oltre a NaOH vengono prodotti anche  $H_2$  e  $Cl_2$
- concentrazione di prodotti alimentari come ad esempio succhi di frutta

## 2.2 Tipi di evaporatore

Gli evaporatori sono gli apparecchi nei quali si deve trasferire calore tra il vapore di rete e la soluzione da concentrare, mediante un fascio tubiero detto calandria. Si possono classificare in vario modo a seconda di come avviene lo scambio termico ed in base alla disposizione dei tubi.

In base al **tipo di scambio termico** si hanno evaporatori:

- a circolazione naturale: la soluzione si muove nel fascio tubiero esclusivamente grazie ai moti convettivi dovuti al gradiente termico
- a circolazione forzata: il movimento della soluzione nel fascio tubiero è provocato da una pompa di circolazione esterna

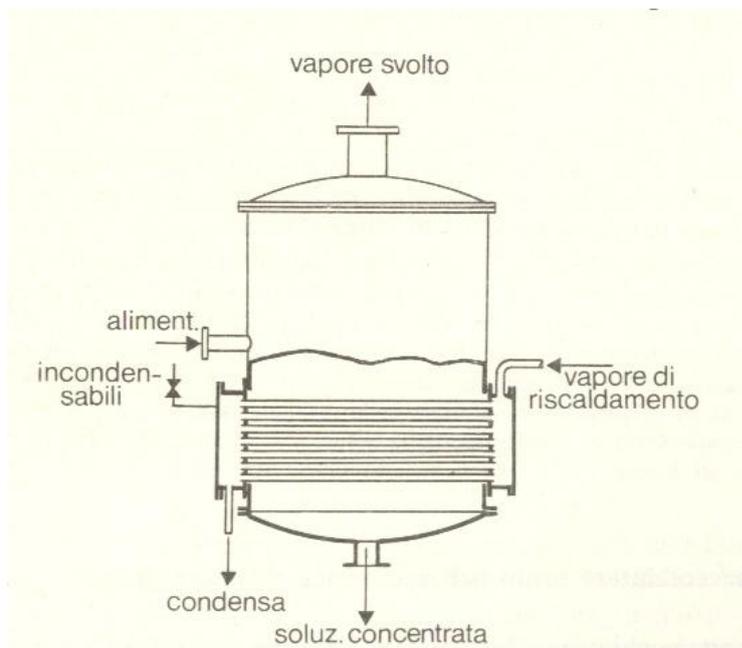
In base alla **disposizione dei tubi** si hanno evaporatori:

- a tubi orizzontali
- a tubi verticali, corti o lunghi

### 2.2.1 – Evaporatore a tubi orizzontali

In questo evaporatore è presente un fascio tubiero orizzontale collegato a due camere all'interno delle quali viene immesso il vapore di rete ed esce la condensa.

La soluzione da concentrare si trova all'esterno dei tubi mentre all'interno dei tubi viene fatto passare il vapore di rete saturo secco di riscaldamento che condensa ed esce sotto forma di vapore condensato, insieme ai gas in condensabili (aria) presenti nel vapore di rete. Il calore latente ceduto passa attraverso la parete dei tubi e fa bollire la soluzione diluita che viene alimentata al di sopra del fascio tubiero. Dal basso esce la soluzione concentrata

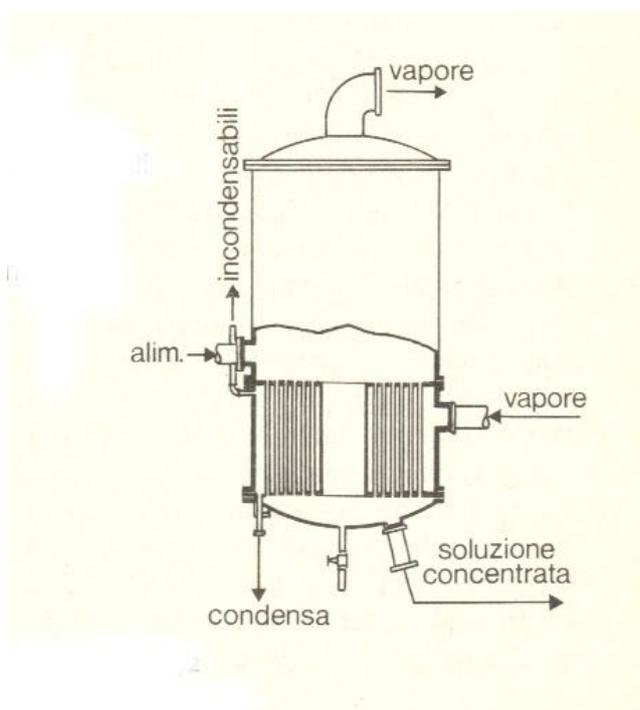


La soluzione che circonda il fascio tubiero è caratterizzata da moti convettivi spontanei e quindi si tratta di un evaporatore circolazione naturale: la soluzione più calda a contatto con i tubi sale verso l'alto attraverso il fascio di tubi mentre quella più fredda scende verso il basso nella parte esterna del fascio tubiero. Dato che il fascio di tubi si trova al centro dei moti convettivi, li ostacola e quindi si ha un peggioramento del coefficiente globale di scambio termico  $U$  che, infatti, è il più basso tra tutti gli evaporatori. Il trasferimento di calore avviene per convezione tra la parete dei tubi e la soluzione e la posizione del fascio di tubi diminuisce i coefficienti di pellicola  $h$  diminuendo di conseguenza anche  $U$ .

Data la loro modesta efficienza gli evaporatori a tubi orizzontali sono usati per piccole installazioni con soluzioni diluite che non tendono a formare schiume.

### 2.2.2 Evaporatore a tubi verticali corti

È detto anche **evaporatore standard** o **evaporatore a calandria**. Si tratta del tipo di evaporatore più diffuso. È costituito da una "ciambella" di tubi verticali con un tubo con diametro maggiore al centro del fascio, mentre i tubi laterali hanno un diametro minore.

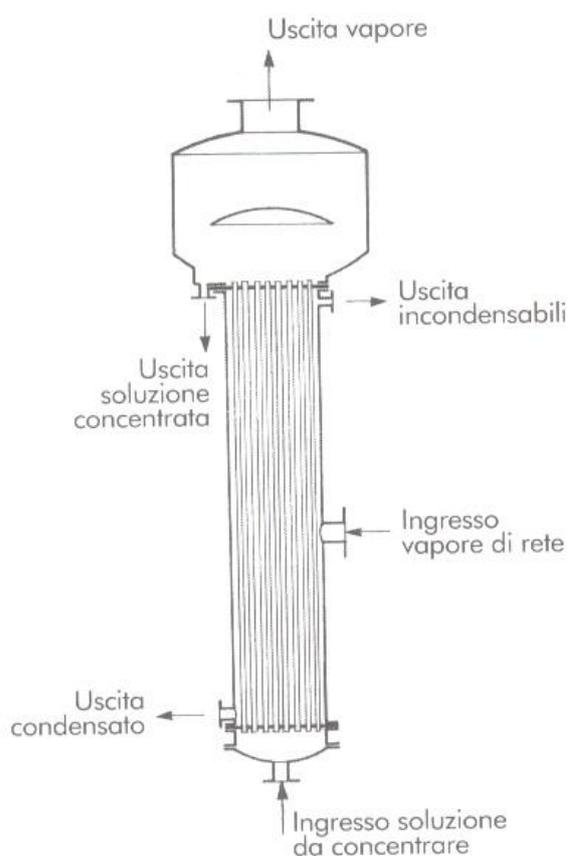


E' un evaporatore a circolazione naturale: per effetto del gradiente termico si innescano moti convettivi: la soluzione più calda sale nei tubi più piccoli, si raffredda e scende all'interno del tubo centrale. Questo tipo di moto riduce le pellicole di fluido aderenti ai tubi e quindi aumentano sia il coefficiente di pellicola  $h$  che il coefficiente globale di scambio termico  $U$ .

I tubi del fascio hanno lunghezza di 120-180 cm e diametri 4-6 cm. La soluzione viene alimentata al di sopra del fascio e grazie al battente di liquido formato impedisce l'ebollizione tumultuosa della soluzione e quindi riduce le goccioline di liquido trascinate. Sono molto usati (soluzioni zuccherine, ecc.) grazie al loro elevato coefficiente globale di trasferimento del calore ed alla facilità di pulizia e di eliminazione delle incrostazioni.

### 2.2.3 Evaporatore a tubi verticali lunghi

E' detto anche evaporatore Kestner. In questo evaporatore la calandria è più lunga (6-7 m con diametro dei tubi di circa 2 cm) e non vi è il tubo centrale con maggior diametro perché tutti i tubi sono uguali.



La soluzione diluita viene alimentata dal basso, mentre il vapore condensa all'esterno dei tubi. Risalendo nei tubi la soluzione bolle e il vapore sviluppata occupa la parte centrale di ogni tubo, formando un film sottile di liquido contro la parete che viene trascinato dal vapore verso l'alto. In tal modo si ha un coefficiente globale di scambio termico molto più elevato rispetto agli evaporatori standard. Inoltre, data la lunghezza dei tubi, la pressione diminuisce verso l'alto e quindi diminuisce anche la temperatura di ebollizione della soluzione che si troverà presto surriscaldata rispetto al vapore e quindi evaporerà in modo particolarmente veloce, conferendo a questi evaporatori una grande potenzialità, cioè una elevata capacità evaporante.

Il vapore e la soluzione residua escono ad elevata velocità dall'alto dei tubi, urtano contro un diaframma che abbatte le goccioline di liquido che ricadono verso il basso come soluzione concentrata, mentre il vapore prodotto esce dalla testa dell'evaporatore.

L'evaporatore Kestner trova molte applicazioni anche in campo alimentare per soluzioni diluite che devono subire elevate concentrazioni; non può essere usato con soluzioni che tendono a cristallizzare perché i cristalli occluderebbero i tubi.

## 2.3 Apparecchiature ausiliarie

Il funzionamento degli evaporatori richiede la presenza di apparecchiature ausiliarie, non direttamente impiegate per il processo di evaporazione ma complementari ad esso.

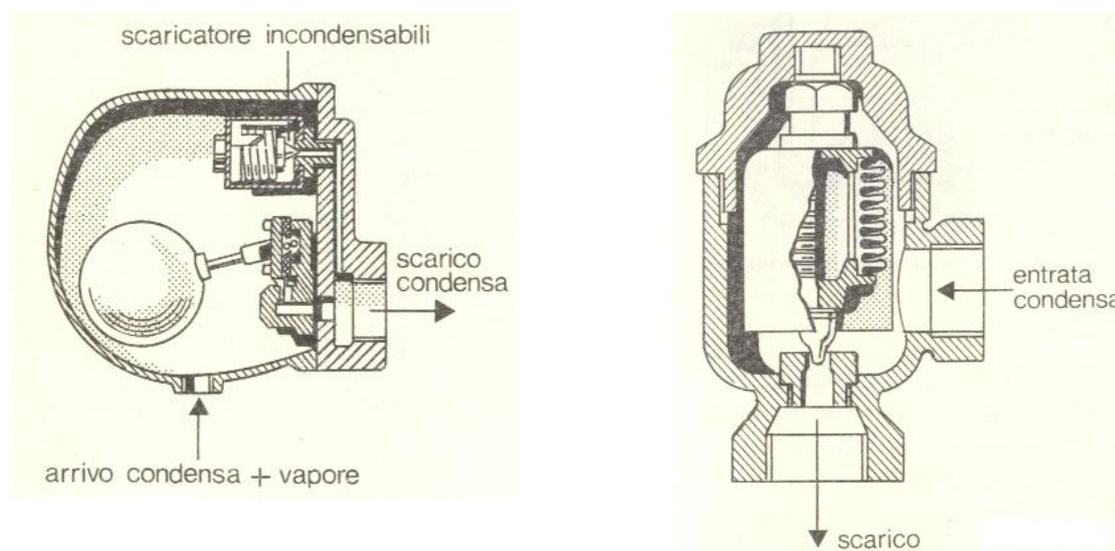
### 2.3.1 Scaricatori di condensa e di incondensabili

In tutti gli apparecchi riscaldati mediante vapor d'acqua il trasferimento di calore si ha grazie alla condensazione del vapore ed alla cessione del suo elevato calore latente di condensazione; ciò spiega perché il vapor d'acqua sia uno dei fluidi diatermici di riscaldamento più usati. Tuttavia la **condensa** formata deve essere allontanata perché se altrimenti formerebbe pellicole liquide di rilevante spessore che peggiorerebbero il coefficiente globale di scambio termico e quindi ridurrebbero il calore scambiato.

Inoltre il vapore viene prodotto in caldaie e successivamente distribuito nella rete di riscaldamento dell'impianto: pertanto nel vapore di rete vi sono sempre piccole quantità di gas incondensabili (aria) che tendono ad accumularsi all'interno degli apparecchi riscaldati in quanto **incondensabili** e perciò limiterebbero il volume a disposizione del vapore di rete peggiorando lo scambio termico.

Vi è quindi la necessità di scaricare il vapore non appena si trasforma in condensa e gli incondensabili accumulati. D'altra parte bisogna far sì che il vapore non venga scaricato tale e quale per non avere perdite di fluido riscaldante.

Gli evaporatori sono dotati di scaricatori di condensa, che provvedono ad eliminarla condensa non appena si forma impedendo nel contempo al vapore di uscire; insieme alla condensa vengono eliminati anche gli incondensabili. Gli **scaricatori di condensa** possono essere meccanici o termostatici:

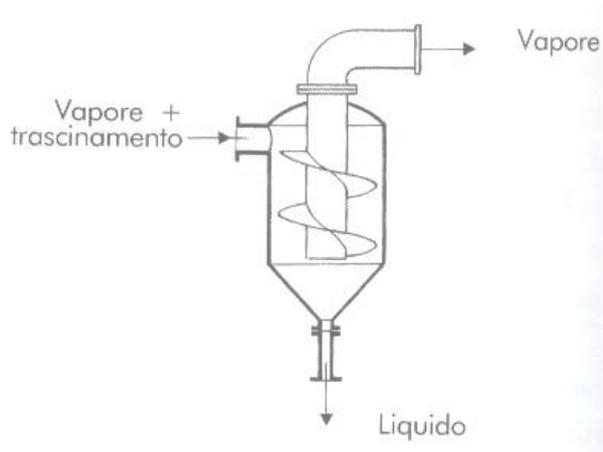


- **scaricatori meccanici:** come esempio si considera lo **scaricatore a galleggiante**, in cui la condensa formata solleva un galleggiante a sfera; quando viene raggiunto un livello prestabilito il galleggiante comanda l'apertura di una valvola che scarica la condensa. Il galleggiante si abbassa nuovamente chiudendo la valvola ed iniziando un nuovo ciclo di accumulo e scarico della condensa. Nella parte superiore una valvola a pressione permette lo scarico degli incondensabili evitando il loro accumulo
- **scaricatori termostatici:** come esempio si considera lo **scaricatore a pressioni bilanciate**, in cui è presente un soffiutto contenente un liquido molto volatile che evapora quando la condensa calda entra nello scaricatore. Il soffiutto si dilata chiudendo la valvola di uscita. In seguito la condensa che si accumula si raffredda, il soffiutto si contrae aprendo la valvola di scarico e provocando l'uscita della condensa. Anche in questo caso lo scarico della condensa risulta intermittente. Questo dispositivo può anche essere usato per scaricare i gas incondensabili, da solo oppure posizionato nella parte superiore di uno scaricatore a galleggiante

### 2.3.2 Separatori di trascinamenti

Il vapore sviluppato per ebollizione della soluzione negli evaporatori può trascinare, a causa dell'alta velocità, gocce di liquido che devono essere separate dal vapore e recuperate per non avere perdita di soluto. Per limitare il problema all'interno degli evaporatori si usano **diaframmi** e **materassini anti-trascinamento** che hanno lo scopo di abbattere le goccioline di liquido.

Inoltre il vapore uscente viene mandato in appositi separatori di trascinamenti tra cui i **separatori a ciclone**, che trovano applicazione in generale per le separazioni liquido-gas e solido-gas.



È costituito da un recipiente cilindrico con fondo tronco-conico; la corrente di vapore entra tangenzialmente e, grazie a diaframmi, è costretto a compiere un percorso a spirale verso il basso, nel quale si sviluppa una notevole forza centrifuga che proietta le gocce di liquido trascinate (o le particelle di solido) contro le pareti del ciclone. Le gocce di liquido scendono infine per gravità dalla parte tronco-conica mentre il vapore privato del liquido trascinato esce dalla parte superiore dell'apparecchio.

### 2.3.3 Condensatori e sistemi per il vuoto

Negli evaporatori si lavora in **depressione**, creando cioè un opportuno **grado di vuoto**. Ciò perché la temperatura di ebollizione della soluzione dipende dalla pressione esercitata su di essa: al diminuire della pressione diminuisce il punto di ebollizione e quindi si può fornire meno calore risparmiando vapore di rete di riscaldamento.

Infatti, tenendo conto che nella evaporazione il calore scambiato tra soluzione diluita in ebollizione e vapore di rete di riscaldamento viene scambiato mediante convezione e conduzione, scrivendo l'**equazione generale di trasferimento del calore** per un evaporatore si ha:

$$Q = U_D \cdot A \cdot \Delta T \quad Q = U_D \cdot A \cdot (T_W - T_S)$$

Dove  $T_W$  è la temperatura del vapore di rete e  $T_S$  è la temperatura di ebollizione della soluzione, essendo il relativo  $\Delta T$  il salto termico utile tra vapore di riscaldamento e vapore prodotto. Non compare un  $\Delta T_{mi}$  perché il vapore condensa a temperatura costante ( $T_W$ ) e la soluzione bolle a temperatura costante ( $T_S$ ). È evidente che lavorando a pressione ridotta ( $< 1 \text{ atm}$ ) il valore di  $T_S$  diminuisce e quindi aumenta  $\Delta T$  per cui, a parità di calore scambiato, diminuisce l'area di scambio termico richiesta  $A$  e quindi è possibile costruire impianti più piccoli, oppure aumentare la quantità di calore scambiato  $Q$ .

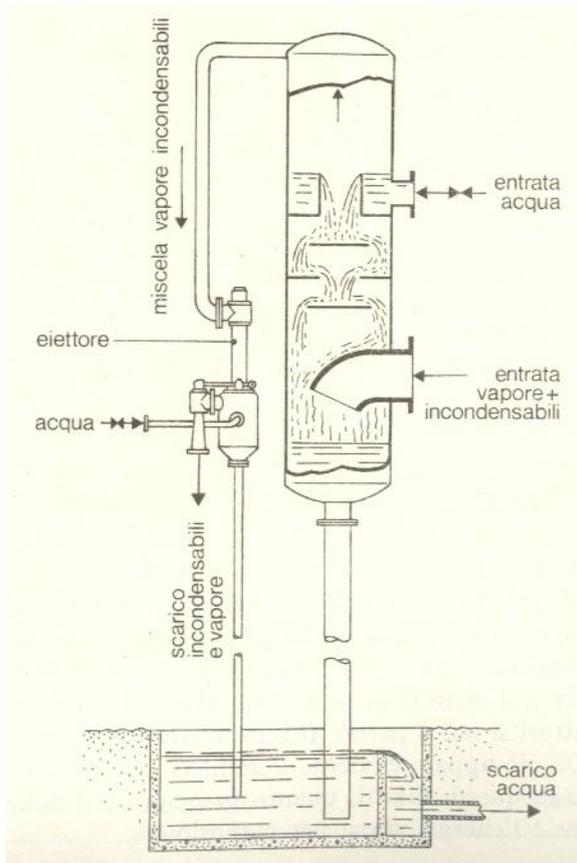
Inoltre se si concentrano soluzioni diluite di prodotti alimentari (succhi di frutta, soluzioni di saccarosio ottenute da barbabietole, ecc.) lavorando a temperature di ebollizione della soluzione minori si limitano le possibili degradazioni termiche.

Vi è però un inconveniente: se  $T_S$  è troppo bassa a causa di un grado di vuoto molto spinto, aumenta la viscosità della soluzione e quindi la dimensione delle pellicole di liquido aderenti ai tubi dell'evaporatore: ne consegue una diminuzione del coefficiente di pellicola  $h$  ed un conseguente peggioramento di  $U_D$ .

Per mantenere il grado di vuoto richiesto nell'impianto, i vapori prodotti dall'ebollizione della soluzione diluita, in genere vapor d'acqua visto che si concentrano quasi sempre soluzioni acquose, devono essere allontanati dall'evaporatore, condensati e quindi scaricati a pressione atmosferica. Si usano **condensatori a miscela** alimentati con acqua di raffreddamento che viene direttamente mescolata al vapore da condensare, visto che si tratta in ogni caso di acqua. Se invece i vapori prodotti non sono acquosi ma organici si utilizzano **condensatori a superficie**, degli scambiatori di calore in cui l'acqua di raffreddamento circola dal lato tubi e il vapore da condensare dal lato shell: il vapore condensa a goccia sul fascio tubiero e non si ha miscelazione delle due correnti.

Il modello più comune di condensatore a miscela è il **condensatore barometrico**: si tratta di un cilindro a piatti in cui il vapore prodotto dall'ebollizione della soluzione e gli eventuali in condensabili entra dal basso e incontra in controcorrente un flusso di acqua di raffreddamento: il contatto permette la condensazione del vapore che si scarica per gravità nel pozzo caldo, detto anche pozzetto barometrico, tramite una canna (o colonna) barometrica; dal pozzetto viene poi scaricata l'acqua di condensa ormai a pressione atmosferica.

Il pozzo caldo garantisce la tenuta idraulica dell'impianto: è quindi necessario che l'acqua contenuta nel pozzetto non possa salire nel condensatore a miscela per effetto della depressione presente in quest'ultimo perché altrimenti lo allagherebbe impedendo l'arrivo del vapore svolto dall'evaporatore e quindi la sua condensazione totale.



Si pone quindi il problema di **calcolare l'altezza minima della canna barometrica** affinché l'acqua del pozzetto non possa risalire all'interno del condensatore.

Si scrive l'espressione matematica del **teorema di Bernoulli** tra le seguenti sezioni del condotto barometrico:

- la superficie libera superiore della canna barometrica
- la superficie libera del pozzetto barometrico

$$h_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = h_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + \sum y$$

Si possono trascurare i termini cinetici e le perdite di carico ed inoltre  $h_2 = 0$  poiché il pozzetto si trova a terra. Ricordando che:  $P_2 = 1 \text{ atm}$  e che corrisponde ad una altezza di 10,33 m di colonna d'acqua, si ottiene:

$$h_1 + \frac{P_1}{\gamma} = 10,33 \quad h_1 = 10,33 - \frac{P_1}{\gamma}$$

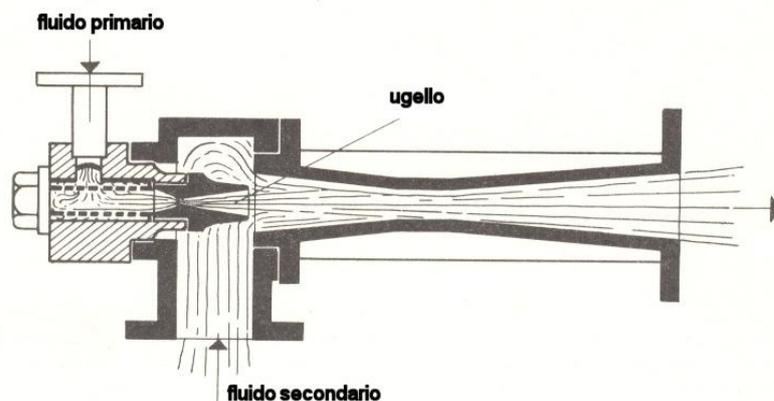
Pertanto la canna barometrica deve avere una altezza di sicurezza superiore a 10 m circa, in pratica 11-12 m garantiscono che l'acqua del pozzetto non potrà salire nel condensatore nemmeno per una pressione nulla  $P_1 = 0$ , cioè in condizioni di vuoto assoluto, al suo interno.

Il condensatore barometrico è collegato al **sistema a vuoto**, che realizza un opportuno grado di vuoto sia nell'evaporatore sia nel condensatore stesso e che aspira in tal modo i vapori prodotti nell'ebollizione della soluzione diluita. Il condensatore barometrico ha proprio lo scopo di abbattere totalmente i vapori impedendo loro di arrivare al sistema a vuoto.

Per realizzare la depressione richiesta si possono utilizzare **due tipi di sistemi a vuoto**:

- eiettori
- pompe ad anello liquido

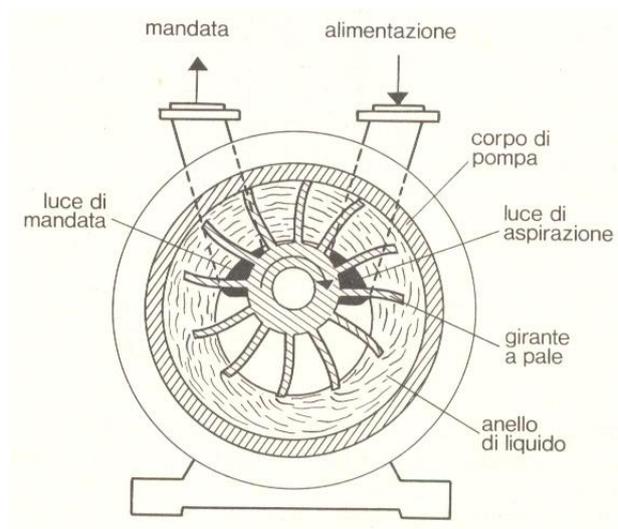
Un **eiettore** è costituito da un tubo cilindrico con una strozzatura, detta **ugello**, al suo interno. Viene alimentato con vapore a media-alta pressione (fluido primario): quando il fluido primario attraversa l'ugello, per effetto del teorema di Bernoulli, a causa della strozzatura diminuisce la sezione di passaggio, quindi aumenta la velocità, cioè l'energia cinetica e di conseguenza, visto che la somma delle energie di un fluido deve rimanere costante, diminuisce l'energia di pressione, cioè nei pressi dell'ugello si crea una depressione che aspira il vapore uscente dal condensatore (fluido secondario)



In seguito i due fluidi, miscelati insieme, incontrano un nuovo allargamento di sezione, detto **diffusore**, dove convertono nuovamente energia cinetica in energia di pressione e quindi si riduce la velocità di flusso della corrente. Collegando l'eiettore alla testa del condensatore barometrico si crea il vuoto nell'impianto; il grado di vuoto è regolabile variando la portata di fluido primario.

Gli eiettori sono molto efficienti, non hanno organi meccanici in movimento e quindi non necessitano di manutenzioni ma consumano molta energia in quanto richiedono per funzionare vapor d'acqua a pressioni medio-alte e quindi particolari caldaie per la loro produzione e distribuzione. Sono quindi apparecchi costosi nell'economia del processo.

Si possono usare in alternativa le **pompe ad anello liquido** come dispositivi per la produzione del vuoto, che non hanno gli stessi vantaggi meccanici degli eiettori ma consumano meno energia e quindi, alla fine, sono più convenienti. Sono costituite da una carcassa esterna nella quale è inserita una girante eccentrica a palette, immersa in un liquido con una bassa tensione di vapore. Quando la girante ruota ad elevata velocità solleva il liquido che forma un anello a contatto con le pareti della pompa, che garantisce la necessaria tenuta idraulica.



Il moto rotatorio della girante richiama l'aeriforme dalla luce di aspirazione e lo con voglia verso la luce di mandata. In questo percorso, visto che la girante non è al centro della pompa, si creano vani con volumi crescenti inizialmente e poi decrescenti. L'aeriforme aspirato viene quindi compresso ed infine espulso dalla pompa.

La quantità di liquido dentro al pompa deve rimanere costante: per questo i vapori uscenti dagli evaporatori devono essere totalmente condensati.

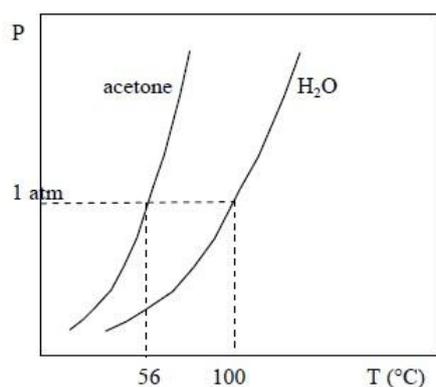
## 2.4 Temperatura di ebollizione delle soluzioni

E' noto che inserendo un **liquido puro** in un recipiente chiuso, si nota una spontanea **evaporazione** del liquido, fino a raggiungere un equilibrio dinamico; all'equilibrio la quantità di liquido che evapora è uguale alla quantità di vapore che condensa. La tendenza del liquido ad evaporare è detta **tensione di vapore** e si misura attraverso la pressione esercitata dal vapore saturo (in presenza di liquido) sulla superficie libera del liquido, detta **pressione di vapore**. La tensione di vapore di un liquido ha le dimensioni di una pressione (atm. Torr, ecc.).

E' importante sottolineare che l'evaporazione interessa solo le particelle di liquido che si trovano all'interfaccia, cioè sul pelo libero del liquido stesso.

La tensione di vapore dipende dalla temperatura secondo l'**equazione di Clausius-Clapeyron**:

$$\ln \frac{p_2}{p_1} = \frac{\lambda_{ev}}{R} \cdot \left( \frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right)$$



dove R è la costante dei gas perfetti,  $\lambda_{ev}$  è il calore latente di evaporazione del liquido,  $p_2$  e  $p_1$  sono le tensioni di vapore del liquido puro alle temperature  $T_1$  e  $T_2$ . Riportando in grafico tale equazione si ottiene il ben noto andamento esponenziale delle tensioni di vapore, ovvero un andamento lineare riportando il grafico su scala logaritmica.

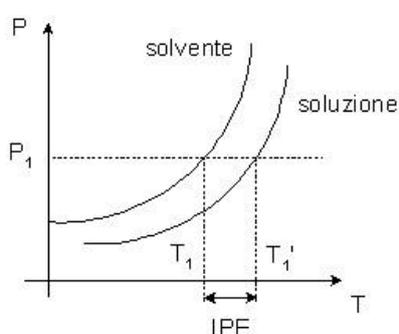
La tensione di vapore di un liquido aumenta pertanto con la temperatura: quando la tensione di vapore eguaglia la pressione esterna esercitata sul liquido allora si ha l'**ebollizione**: le bolle di vapore si formano nell'intera massa di liquido. Ad esempio l'acqua a 1 atm bolle a 100°C perché a tale temperatura la tensione di vapore dell'acqua pura è appunto uguale a 1 atm.

Anche il **calore latente**  $\lambda_{ev}$  dipende dalla temperatura: in particolare diminuisce al crescere della temperatura fino ad annullarsi alla temperatura critica, dove l'ebollizione del liquido o la condensazione del vapore avvengono istantaneamente senza scambio di calore. Infatti al di sopra della **temperatura critica** non si ha più un vapore ma l'aeriforme si comporta come un gas.

Nelle **soluzioni** la presenza del soluto determina un aumento della temperatura di ebollizione, detto **innalzamento ebullioscopico**, cioè la soluzione bolle a una temperatura superiore al solvente puro a parità di pressione esterna. Tale fenomeno è una tipica **proprietà colligativa**, che dipende cioè dal numero di particelle del soluto e quindi bisogna considerare anche la sua eventuale dissociazione. La differenza tra il punto di ebollizione della soluzione e il punto di ebollizione del solvente puro è detto **IPE** (Innalzamento del Punto di Ebollizione). Ricordando la teoria sulle proprietà colligative, l'IPE può essere calcolato mediante la seguente equazione:

$$\Delta T = K_{eb} \cdot c$$

dove  $\Delta T$  è innalzamento ebullioscopico ovvero l'IPE,  $K_{eb}$  è la costante ebullioscopica, caratteristica per ogni liquido e  $c$  la concentrazione del soluto espressa come molalità cioè moli soluto/1000 g di solvente.



L'IPE è la conseguenza della diminuzione della tensione di vapore della soluzione rispetto al solvente puro alla stessa temperatura: infatti le molecole di solvente interagiscono con il soluto e quindi passano più difficilmente nella fase vapore, come mostrato nel diagramma a fianco. Si nota che la curva della soluzione si trova al di sotto della curva del solvente puro e ciò spiega la formazione dell'IPE. Il valore prodotto dall'ebollizione della soluzione è un **vapore surriscaldato** rispetto al vapore prodotto dal solvente puro alla stessa pressione esterna. Se l'IPE non è trascurabile, di ciò bisogna tener conto nei calcoli relativi al dimensionamento del condensatore barometrico.

Inoltre la presenza di un IPE non trascurabile riduce anche il **salto termico utile** dell'evaporatore, cioè il  $\Delta T$  che compare nell'equazione generale del trasferimento termico:

$$Q = U_D \cdot A \cdot \Delta T \quad Q = U_D \cdot A \cdot (T_W - T_S)$$

Infatti l'IPE aumenta  $T_S$  e quindi riduce  $\Delta T$  e di conseguenza il calore scambiato, a meno di aumentare in modo opportuno l'area di scambio termico  $A$ . Quindi l'eventuale IPE influenza profondamente i calcoli relativi agli impianti di evaporazione.

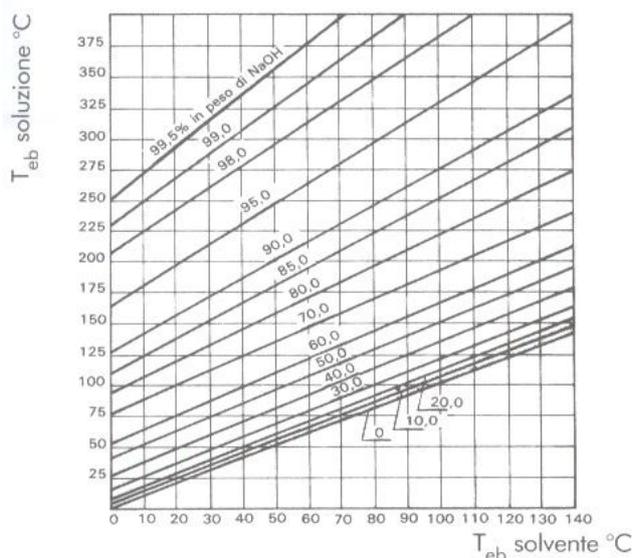
La **valutazione dell'IPE** per le diverse soluzioni viene fatta generalmente mediante i **diagrammi di Dürhing**, basati sulla seguente relazione:

$$\frac{t_2 - t_1}{T_2 - T_1} = K$$

In cui  $T_1$  e  $t_1$  sono le temperature a cui rispettivamente solvente e soluzione hanno la stessa tensione di vapore  $P_1$  mentre  $T_2$  e  $t_2$  sono le temperature a cui solvente e soluzione hanno la stessa tensione di vapore  $P_2$ .  $K$  è una costante per una determinata coppia solvente-soluto e dipende dalla concentrazione del soluto. Infatti riscrivendo l'equazione si ha:

$$(t_2 - t_1) = K \cdot (T_2 - T_1)$$

che risulta essere l'equazione di una retta della quale  $K$  è il coefficiente angolare. Il più comune ed usato diagramma di Dürhing è quello relativo alle **soluzioni di NaOH**, in cui si riportano le temperature di ebollizione delle soluzioni di NaOH in funzione delle temperature di ebollizione dell'acqua. Le rette che compaiono nel diagramma sono riferite alle diverse concentrazioni di NaOH:



Questo diagramma consente la valutazione grafica dell'IPE per le soluzioni di NaOH alla pressione di esercizio dell'evaporatore.

Ad **esempio** si supponga di realizzare nell'evaporatore un grado di vuoto tale che l'acqua pura bolla a 90°C; una soluzione al 40% di NaOH alla stessa pressione bollirebbe a 125°C con un IPE pari a 35%. In altre parole il vapore svolto dall'ebollizione di tale soluzione sarebbe a 125° per effetto dell'IPE invece che a 90°C e quindi, rispetto a quest'ultimo, sarebbe surriscaldato.

Se venisse condensato nel condensatore barometrico prima cedrebbe il **calore di surriscaldamento** (calore sensibile) raffreddandosi da 125°C a 90°C e diventando vapore saturo; solo a questo punto cedrebbe il suo **calore latente** condensando.

Ne consegue che la quantità di acqua di raffreddamento necessaria, in presenza di un IPE non trascurabile come in questo caso, sarebbe nettamente maggiore.

## 2.5 Dimensionamento degli evaporatori

Gli impianti di evaporazione possono essere distinti in:

- impianti a singolo effetto con un solo evaporatore
- impianti a multiplo effetto con più evaporatori collegati in modo opportuno tra loro

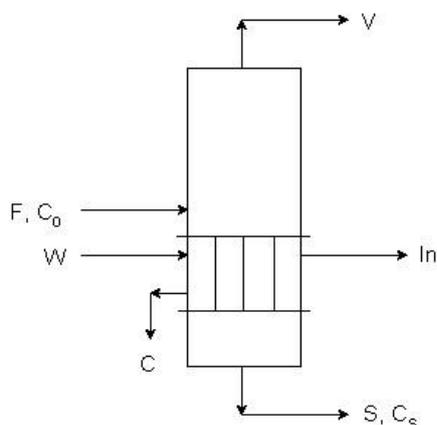
Negli **impianti a singolo effetto** è necessario dimensionare l'evaporatore calcolando:

- portata del vapore di riscaldamento
- superficie di scambio termico
- portata di acqua refrigerante al condensatore barometrico

La concentrazione e la temperatura della soluzione diluita entrate, la pressione e la temperatura di esercizio dell'evaporatore sono di solito dati iniziali o possono essere immediatamente valutati. Per effettuare il dimensionamento è necessario utilizzare le equazioni di bilancio di materia e di energia e le equazioni di trasferimento del calore.

### 2.5.1 Bilanci di materia

Si considera il seguente schema di evaporazione a singolo effetto:



- F: portata alimentazione (kg/h)
- S: portata soluzione concentrata (kg/h)
- V: portata vapore svolto (kg/h)
- W: portata vapore di riscaldamento (kg/h)
- C: portata di vapore condensato (kg/h)
- In: portata incondensabili (kg/h)
- $C_0$ : concentrazione alimentazione (% in massa)
- $C_s$ : concentrazione soluzione uscente (% in massa)

Ipotizzando che l'apparecchio lavori in regime stazionario e quindi non vi sia accumulo, si possono impostare i bilanci di materia relativi alle correnti ed al soluto, basati sul fatto che le masse entranti devono essere uguali alle masse uscenti dall'evaporatore:

$$\begin{aligned} F &= S + W & W &= C + In & \text{bilanci totali di materia} \\ F \cdot C_0 &= S \cdot C_S & & & \text{bilancio del soluto} \end{aligned}$$

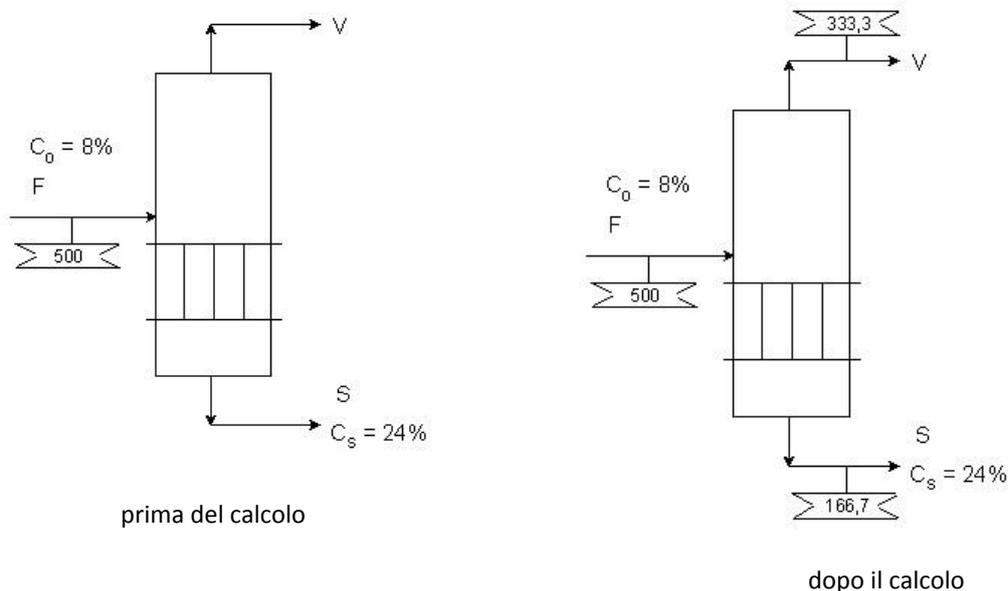
In genere  $In$  è trascurabile e quindi si avrebbe:  $W = C$  anche se questa equazione non fornisce informazioni utili. Pertanto le equazioni di bilancio, che costituiscono tra loro un sistema, sono le seguenti:

$$\begin{cases} F = V + S \\ F \cdot C_0 = S \cdot C_S \end{cases}$$

Di solito sono note:  $F$ ,  $C_0$  e  $C_S$  e risolvendo il sistema col metodo delle sostituzioni, si possono calcolare  $S$  e  $V$  (due incognite, due equazioni).

Si consideri il seguente **esempio**:

Si vogliono concentrare 500 kg/h di una soluzione un composto organico idrosolubile dal 8% al 24% mediante un evaporatore a singolo effetto. Calcolare la portata di soluzione concentrata prodotta e di vapore svolto



$$\begin{cases} F = V + S & \text{bilancio totale di materia} \\ F \cdot C_0 = S \cdot C_S & \text{bilancio totale del soluto} \end{cases}$$

$$S = \frac{F \cdot C_0}{C_S} = \frac{500 \cdot 8}{24} = 166,7 \text{ kg/h} \quad \text{portata di soluzione concentrata}$$

$$V = F - S = 500 - 166,7 = 333,3 \text{ kg/h} \quad \text{portata vapore svolto}$$

Al termine del calcolo si completa lo schema quantificato inserendo le portate calcolate di  $V$  e  $S$

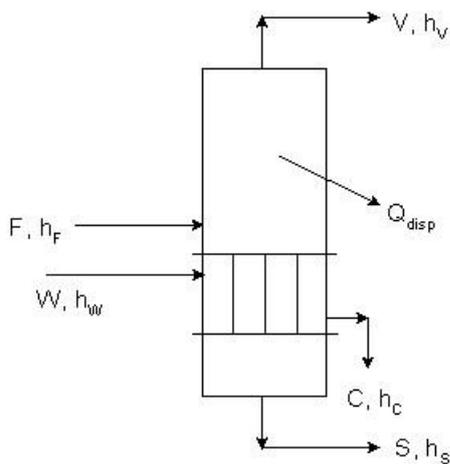
## 2.5.2 Bilanci di energia

Si tratta generalmente di **bilanci entalpici (termici)** riferiti all'intero evaporatore e al condensatore del vapore svolto, il cui significato è il seguente: entalpia entrante = entalpia uscente dove il termine **entalpia** rappresenta il **contenuto termico** di una corrente, cioè la quantità di calore trasferita dalla corrente stessa.

Si definisce **entalpia specifica  $h$**  il calore associato ad una determinata massa di fluido (kJ/kg ovvero kcal/kg). Più precisamente l'entalpia specifica  $h$  è la quantità di calore necessaria per portare una massa pari a 1 kg di fluido dalla temperatura di riferimento ( $0^\circ\text{C}$ ) alla temperatura  $T$  di esercizio.

si definisce invece **entalpia della corrente  $H$**  il prodotto:  $H = h \cdot G$  dove  $G$  è la portata in massa del fluido (kg/h) e quindi  $H$  risulta espressa il kJ/h ovvero kcal/h

Schematizzando un generico evaporatore, si possono impostare i bilanci entalpici, tenendo conto delle portate e delle entalpie specifiche delle diverse correnti di fluido:



$h_F$ : entalpia specifica alimentazione  
 $h_C$ : entalpia specifica condensa  
 $h_S$ : entalpia specifica soluzione concentrata  
 $h_V$ : entalpia specifica vapore svolto  
 $h_W$ : entalpia specifica vapore di riscaldamento (di rete)  
 $Q_{DISP}$ : calore disperso dalle varie parti dell'evaporatore

Si trascurano gli eventuali in condensabili presenti nel vapore di riscaldamento W

In **condizioni stazionarie**, cioè senza accumulo, si può impostare il seguente bilancio entalpico (termico)

$$H_F + H_W = H_V + H_S + H_C + Q_{DISP}$$

Trascurando le perdite di calore (apparecchi ben coibentati, cioè isolati termicamente) ed esplicitando le entalpie delle singole correnti si ottiene:

$$F \cdot h_F + W \cdot h_W = V \cdot h_V + S \cdot h_S + C \cdot h_C$$

Portando  $C \cdot h_C$  a sinistra e ricordando che:  $W = C$  si ricava:

$$F \cdot h_F + W \cdot h_W - C \cdot h_C = V \cdot h_V + S \cdot h_S \quad F \cdot h_F + W \cdot (h_W - h_C) = V \cdot h_V + S \cdot h_S$$

$$F \cdot h_F + W \cdot \lambda_W = V \cdot h_V + S \cdot h_S$$

Da quest'ultima equazione in genere è possibile ricavare W cioè la portata del vapore di rete di riscaldamento dell'evaporatore:

$$W = \frac{V \cdot h_V + S \cdot h_S - F \cdot h_F}{\lambda_W}$$

Per la **valutazione delle entalpie specifiche**:

- per i **vapori**, costituiti di solito da vapor d'acqua, si usa la tabella entalpica del vapor d'acqua saturo, leggendo i valori alle pressioni assolute (ata) a cui si trovano i vapori
- per le **soluzioni**, noto il  $C_p$ , si utilizza:  $h = C_p \cdot T$  dove T è la temperatura (°C) della soluzione, oppure si ricavano le entalpie specifiche da diagrammi relativi ai singoli soluti.  
Per soluzioni abbastanza diluite si può assumere che:  $C_p = 1 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$  e quindi:  $h = T$  cioè le entalpie delle soluzioni coincidono numericamente con le loro temperature

Occorre fare attenzione alla **eventuale presenza dell'IPE per il vapore svolto V**. In questo caso si è in presenza di un **vapore surriscaldato** e non più un vapore saturo le cui entalpie saranno:

$$h_V = h_{V \text{ SAT}} + C_{PV} \cdot \text{IPE} \quad \text{entalpia specifica per 1 kg di vapore V svolto}$$

$$H_V = V \cdot (h_{V \text{ SAT}} + C_{PV} \cdot \text{IPE}) \quad \text{entalpia della corrente V}$$

dove il primo termine è l'entalpia del vapore saturo (tabella entalpica del vapor d'acqua) e il secondo termine rappresenta il calore di surriscaldamento.

Si considera ora un **primo esempio di calcolo** relativo alla **valutazione delle entalpie dei vapori**:

determinare l'entalpia del vapore prodotto in un concentratore che lavora alla pressione di 1 ata e che produce una soluzione di NaOH al 20%

Si ricavano i dati mancanti del problema e quindi si valuta la presenza dell'eventuale IPE:

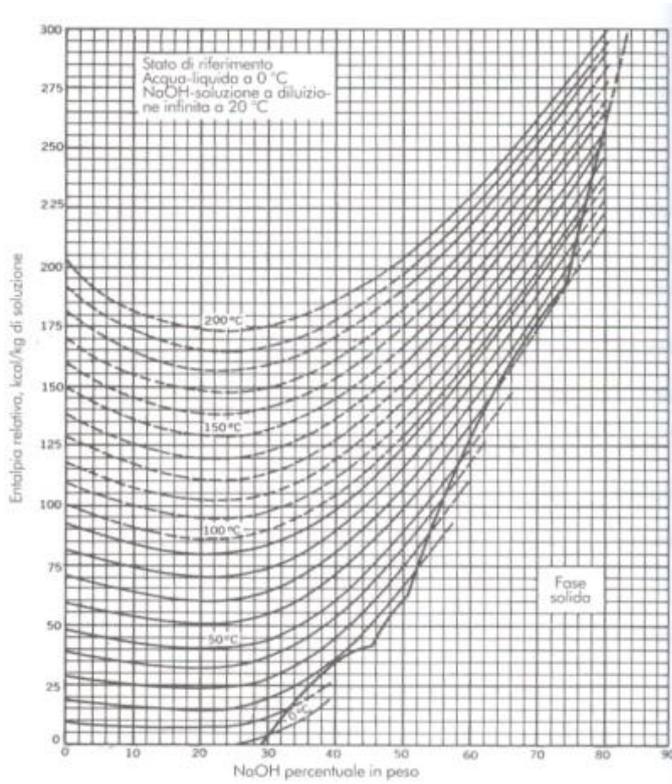
- temperatura di ebollizione del solvente a 1 ata: 99,09°C (dalla tabella entalpica del vapor d'acqua saturo)
- temperatura di ebollizione della soluzione di NaOH al 20%: 110°C (dal diagramma di Dürhing per le soluzioni di NaOH)

con un IPE pari a: 10,91°C. Si è quindi in presenza di un vapore surriscaldato la cui entalpia specifica è valutabile mediante:

$$h_V = h_{V SAT} + C_{PV} \cdot IPE \quad \text{per 1 kg di vapore svolto}$$

- dalla tabella entalpica del vapor d'acqua saturo a 1 ata:  $h_{V SAT} = 638,5 \text{ kcal/kg}$
- dal nomogramma dei  $C_p$  per il vapor d'acqua:  $C_{PV} = 0,46 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \cdot ^\circ\text{C}$

$$h_V = 638,5 + 0,46 \cdot 10,91 = 643,5 \text{ kcal/kg} \quad \text{entalpia specifica del vapore surriscaldato}$$

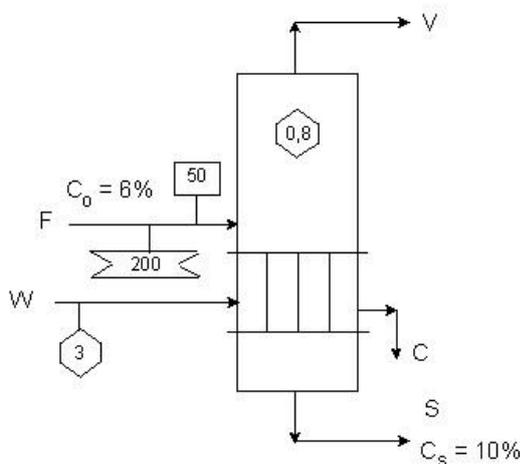


Per quanto riguarda le **entalpie delle soluzioni** si possono valutare mediante l'equazione:  $h = C_p \cdot T$  noto il calore specifico della soluzione a pressione costante oppure mediante **diagrammi entalpia-concentrazione** costruiti sperimentalmente per i prodotti di maggiore interesse, come ad esempio per le soluzioni di NaOH.

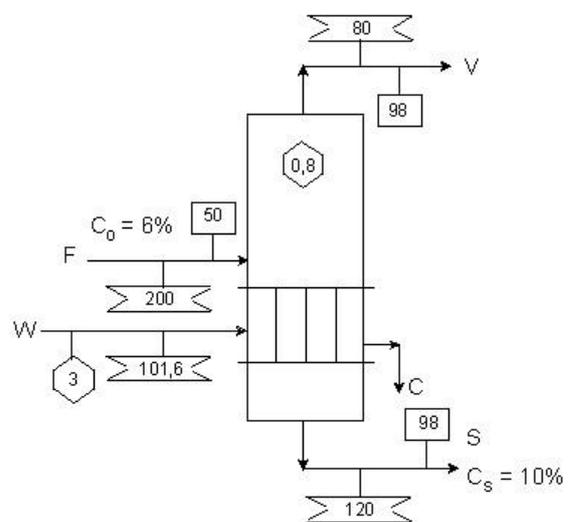
Per l'esempio precedente, dove vi era una soluzione di NaOH al 20% con temperatura di ebollizione pari a 110°C, mediante il grafico a fianco si legge una entalpia specifica (relativa) pari a circa 95 kcal/kg

Si considera ora un **secondo esempio di calcolo** relativo al **dimensionamento di un evaporatore**:

Un evaporatore deve concentrare 200 kg/h di una soluzione di NaOH al 6% in peso al 10% in peso. La pressione di esercizio è di 0,8 ata e l'alimentazione viene introdotta a 50°C. Determinare la portata oraria di vapore di rete saturo secco a 3 ata necessaria per il riscaldamento dell'evaporatore.



prima del calcolo



dopo il calcolo

Si realizza innanzitutto lo schema quantificato, inserendo le grandezze note e lasciando in bianco le altre, integrando lo schema mano a mano che tali grandezze vengono calcolate, in modo da completare alla fine lo schema

#### Calcolo vapore svolto

$$\begin{cases} F \cdot C_0 = S \cdot C_S & \text{bilancio totale del soluto} \\ F = V + S & \text{bilancio totale di materia} \end{cases}$$

$$S = F \cdot \frac{C_0}{C_S} = 200 \cdot \frac{6}{20} = 120 \text{ kg/h} \quad \text{portata soluzione concentrata}$$

$$V = F - S = 200 - 120 = 80 \text{ kg/h} \quad \text{portata vapore svolto}$$

#### Determinazione temperatura di esercizio dell'evaporatore ed eventuale IPE

Dalla tabella entalpica del vapor d'acqua saturo:  $P = 0,8 \text{ ata}$   $T_{V \text{ SAT}} = 93,0^\circ\text{C}$  per acqua pura

Dal diagramma di Dürhing per il sistema  $\text{H}_2\text{O-NaOH}$ : soluzione NaOH al 10%  $T_S = 98^\circ\text{C}$

Si deduce la presenza di un IPE pari a:  $\text{IPE} = (T_S - T_{V \text{ SAT}}) = (98 - 93) = 5^\circ\text{C}$  e quindi il vapore V è da considerarsi surriscaldato

#### Determinazione dati mancanti di soluzioni e vapori

Dal diagramma entalpia-composizione per il sistema  $\text{H}_2\text{O-NaOH}$ :

- alimentazione F al 6% e  $50^\circ\text{C}$ :  $h_F = 45 \text{ kcal/kg}$
- concentrato S al 10% e  $98^\circ\text{C}$ :  $h_S = 88 \text{ kcal/kg}$

Dalla tabella entalpica del vapor d'acqua saturo:

- vapore di rete saturo secco W a 3 ata:  $\lambda_W = 516,9 \text{ kcal/kg}$
- vapore saturo svolto V a 0,8 ata:  $h_{V \text{ SAT}} = 636,2 \text{ kcal/kg}$

Dal nomogramma dei calori specifici  $C_p$  dei vapori:

- per il vapore svolto V a  $98^\circ\text{C}$ :  $C_{pV} = 0,45 \text{ kcal/kg}\cdot^\circ\text{C}$

Pertanto l'effettiva entalpia del vapore surriscaldato V risulta essere:

$$h_V = h_{V \text{ SAT}} + C_{pV} \cdot \text{IPE} = 636,2 + 0,45 \cdot 5 = 638,5 \text{ kcal/kg}$$

#### Calcolo portata vapore di riscaldamento

$$F \cdot h_F + W \cdot \lambda_W = V \cdot h_V + S \cdot h_S \quad \text{bilancio entalpico dell'evaporatore}$$

da notare che si è già tenuto conto della condensa uscente, infatti non compare  $h_W$  ma direttamente  $\lambda_W$

$$W = \frac{V \cdot h_V + S \cdot h_S - F \cdot h_F}{\lambda_W} = \frac{80 \cdot 638,5 + 120 \cdot 88 - 200 \cdot 45}{516,9} = 101,8 \text{ kg/h} \quad \text{portata vapore di riscaldamento}$$

### 2.5.3 Equazione di trasferimento del calore

E' noto che per un evaporatore a singolo effetto vale la seguente **equazione di trasferimento del calore**, che tiene conto del calore scambiato attraverso la parete dei tubi formanti la calandria, tramite i meccanismi di:

- convezione tra il vapore di riscaldamento W e la parete esterna dei tubi, con coefficiente di pellicola  $h_1$
- conduzione attraverso la parete dei tubi
- convezione tra la parete interna e la soluzione S in ebollizione, con coefficiente di pellicola  $h_2$

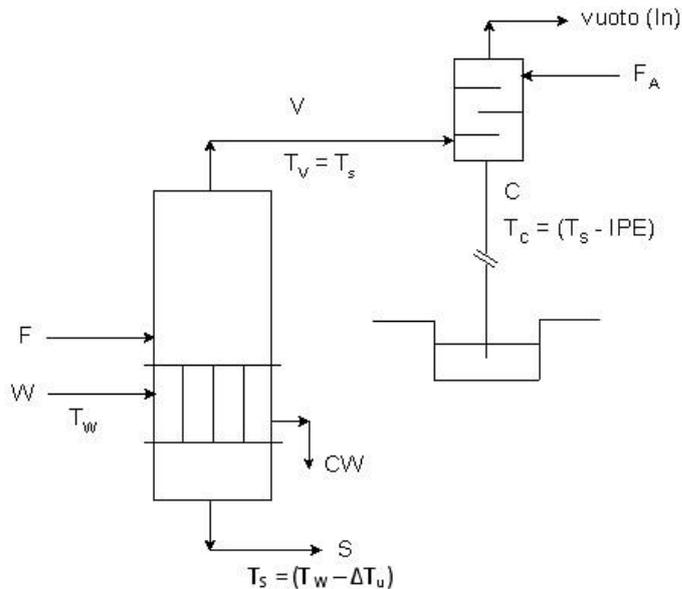
$$Q = U_D \cdot A \cdot (T_W - T_S) \quad Q = U_D \cdot A \cdot \Delta T_u$$

dove:  $\Delta T_u = (T_W - T_S)$  è definito come **salto termico utile**.

Considerando il bilancio termico relativo all'evaporatore si può inoltre scrivere che:

$$Q = W \cdot \lambda_W \quad W \cdot \lambda_W = U_D \cdot A \cdot (T_W - T_S)$$

equazione che permette il calcolo della superficie di scambio termico A:  $A = \frac{W \cdot \lambda_W}{U_D \cdot (T_W - T_S)}$



Tenendo presente lo schema indicato, è utile definire un **salto termico totale**  $\Delta T_{TOT}$  relativo all'evaporatore:

$$\Delta T_{TOT} = \Delta T_u + IPE \quad IPE = (T_s - T_c)$$

dove  $T_c$  è la temperatura di condensazione del vapore V nel condensatore barometrico. Di solito si assume che:  $T_c = T_{V\ SAT}$  cioè il vapore, se surriscaldato, prima cede l'IPE come calore sensibile, raffreddandosi da  $T_v$  a  $T_c$  senza condensare e quindi condensa a T costante cedendo il suo calore latente di condensazione  $\lambda_v$ . Pertanto:

$$\Delta T_u = \Delta T_{TOT} - IPE$$

cioè **l'IPE riduce il salto termico totale utile** per lo scambio termico nell'evaporatore. Ovviamente se IPE è trascurabile allora:  $\Delta T_{TOT} = \Delta T_u$ .

Il coefficiente globale di scambio termico a pareti incrostate  $U_D$  è determinato dalla resistenza complessiva al trasferimento di calore, determinata a sua volta dai meccanismi di convezione e conduzione presenti nell'evaporatore. Di solito **la resistenza dovuta alla conduzione si può trascurare** (tubi con pareti abbastanza sottili e con elevati coefficienti di conducibilità termica) per cui la **resistenza totale al trasferimento di calore**  $1/U_D$  è espressa da:

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + R_D \quad \text{dove:}$$

$h_1$ : coefficiente di pellicola lato vapore di rete W (parete esterna tubi calandria)

$h_2$ : coefficiente di pellicola lato soluzione S (parete interna tubi calandria)

$R_D$ : coefficiente di sporramento totale

E' opportuno che  $U_D$  sia più grande possibile, in quanto a parità di calore scambiato Q si potrà avere un'area di scambio termico A minore (evaporatori di minori dimensioni) e quindi la resistenza  $1/U_D$  dovrà essere la più piccola possibile.

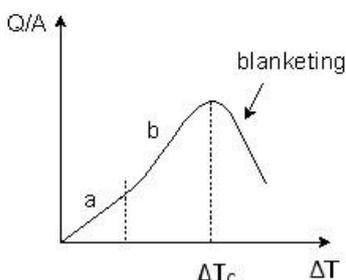
Il **coefficiente di pellicola  $h_1$**  è di solito molto grande, in quanto è riferito ad un aeriforme (il vapore W) che forma pellicole piuttosto sottili.

Il **coefficiente di pellicola  $h_2$**  dipende da numerosi fattori:

- pressione di esercizio: se la pressione all'interno dell'evaporatore è molto bassa allora  $T_s$  è molto piccola; da un lato ciò è favorevole in quanto aumenta  $\Delta T_u$  ma contemporaneamente aumenta la viscosità della soluzione S, con tendenza a formare pellicole spesse quindi ad aumentare  $h_2$  ed in definitiva a diminuire  $U_D$
- velocità di circolazione: negli evaporatori standard la circolazione della soluzione S all'interno dei tubi della calandria avviene esclusivamente grazie ai moti convettivi naturali. Per aumentare  $U_D$  si possono utilizzare evaporatori a circolazione forzata in cui la soluzione viene fatta circolare ad elevata velocità all'interno del fascio tubiero mediante una pompa, con riduzione dello spessore delle pellicole e conseguente aumento di  $h_2$
- battente di liquido: è l'altezza di liquido che sovrasta la calandria. All'aumentare del battente aumenta, anche se di poco, la pressione idrostatica sulla soluzione S e quindi aumenta la sua

temperatura di ebollizione, con riduzione del  $\Delta T_u$  ma riduzione della sua viscosità e quindi aumento di  $h_2$

- salto termico utile  $\Delta T_u$ : il  $\Delta T_u$  dipende, come già detto, dalla pressione di esercizio (che agisce su  $T_s$ ), dalla pressione del vapore di rete (che agisce su  $T_w$ ), dal battente liquido (che agisce su  $T_s$ ). Lo stesso  $\Delta T_u$  inoltre agisce su  $h_2$  e quindi influenza direttamente la formazione delle pellicole tramite il **flusso termico**, definito come  $Q/A$ :

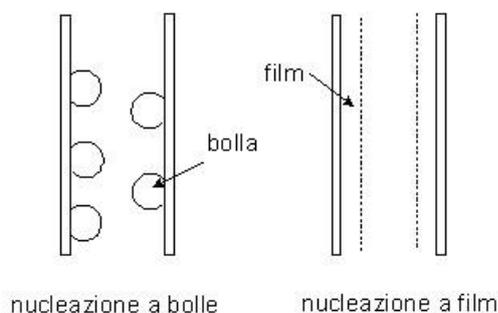


Dall'equazione di trasferimento del calore:

$$Q = U_D \cdot A \cdot \Delta T \quad \frac{Q}{A} = U_D \cdot \Delta T$$

Osservando il diagramma sperimentale a fianco si nota che all'aumentare del  $\Delta T$  il flusso termico  $Q/A$  inizialmente cresce poco (tratto a) in quanto la soluzione S ancora non bolle.

In seguito il flusso termico cresce più decisamente (tratto b) in quanto la soluzione S bolle ma in corrispondenza di un salto termico critico  $\Delta T_c$  decresce rapidamente, con netto peggioramento dello scambio termico all'interno dell'evaporatore. Il fenomeno si spiega considerando che l'ebollizione della soluzione può avvenire in due modi.

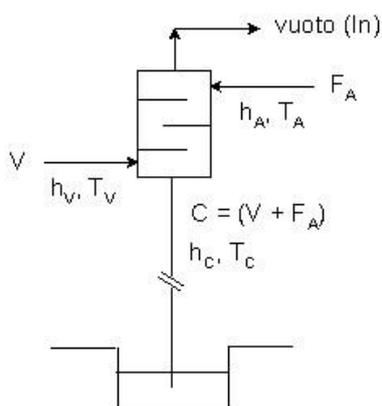


Per  $\Delta T$  inferiori a  $\Delta T_c$  avviene l'**ebollizione a bolle**: sulle pareti dei tubi si formano nuclei di ebollizione formati da bolle separate che si staccano liberando la superficie dei tubi alla formazione di nuove bolle. Aumentando il  $\Delta T$  e quindi anche il flusso termico  $Q/A$  in corrispondenza di  $\Delta T_c$  si ha il fenomeno dell'**ebollizione a film**, detta anche **blanketing**: le bolle si uniscono insieme, formando un film continuo di vapore che rimane aderente alla parete dei tubi, ostacolando lo scambio termico in quanto i vapori hanno coefficienti di conduzione del calore bassi rispetto ai liquidi.

In pratica si forma una parete di vapore che costituisce una resistenza aggiuntiva, che peggiora nettamente  $U_D$ . Pertanto non conviene lavorare con  $\Delta T$  troppo elevati e comunque superiori a  $\Delta T_c$ : in pratica per le soluzioni acquose il **massimo  $\Delta T$  utilizzabile** è di 30-32°C per evitare il blanketing

## 2.5.4 Bilancio termico al condensatore

Per le soluzioni acquose si utilizzano **condensatori a miscela** in cui il vapore svolto  $V$  nell'evaporatore (vapor d'acqua) viene direttamente miscelato con acqua di raffreddamento allo scopo di provocarne la totale condensazione ed evitare che giunga al sistema a vuoto, a cui arriveranno solo gli incondensabili, pena il suo blocco nel giro di pochi minuti.



I condensatori a miscela più usati sono i **condensatori barometrici** in cui la miscela condensata viene scaricata, tramite una canna barometrica di opportuna altezza, in un pozzo caldo (pozzetto barometrico) con acqua a pelo libero a pressione atmosferica. Il pozzetto garantisce inoltre l'indispensabile tenuta idraulica dell'impianto. Con riferimento allo schema a fianco, si può scrivere il bilancio entalpico relativo al condensatore:

$$V \cdot h_v + F_A \cdot h_A = C \cdot h_c$$

trascurando gli incondensabili (In) e dove si ha:  $C = (V + F_A)$ .

Tale bilancio permette di calcolare la portata di acqua di raffreddamento  $F_A$  al condensatore barometrico:

$$V \cdot h_V + F_A \cdot h_A = (V + F_A) \cdot h_C$$

$$V \cdot h_V + F_A \cdot h_A = V \cdot h_C + F_A \cdot h_C \quad \text{riarrangiando e raccogliendo:}$$

$$V \cdot (h_V - h_C) = F_A \cdot (h_C - h_A) \quad \text{da cui:} \quad F_A = \frac{V \cdot (h_V - h_C)}{(h_C - h_A)}$$

Che permette di calcolare la portata di acqua di raffreddamento al condensatore barometrico

Si possono distinguere nel calcolo **alcuni casi pratici**:

- 1) **IPE trascurabile e  $T_C = T_{V \text{ SAT}}$** . In questo caso si considera trascurabile l'IPE (soluzione S sufficientemente diluita) e quindi il vapore V si considera saturo; inoltre si suppone che la miscela condensata esca alla temperatura di condensazione del vapore V, ipotesi che viene quasi sempre adottata  
In questo caso:

$$\begin{aligned} (h_V - h_C) &= \lambda_V && \text{calore latente di condensazione del vapore saturo V} \\ h_C &= C_{PC} \cdot T_C && h_A = C_{PA} \cdot T_A \quad C_{PC} = C_{PA} \quad \text{ovvero } C_{PA} \text{ l'per acqua pura} \\ (h_C - h_A) &= (C_{PA} \cdot T_C - C_{PA} \cdot T_A) = C_{PA} \cdot (T_C - T_A) && \text{sostituendo nel bilancio entalpico} \end{aligned}$$

$$F_A = \frac{V \cdot (h_V - h_C)}{(h_C - h_A)} \quad F_A = \frac{V \cdot \lambda_V}{C_{PA} \cdot (T_C - T_A)}$$

- 2) **IPE non trascurabile e  $T_C = T_{V \text{ SAT}}$** . In questo caso si considera non trascurabile l'IPE e quindi il vapore V si considera surriscaldato; inoltre anche in questo caso si suppone che la miscela condensata esca alla temperatura di condensazione del vapore V.

Dato che è surriscaldato, il vapore V quando viene a contatto con l'acqua di raffreddamento all'interno del condensatore barometrico cede prima il calore di surriscaldamento (calore sensibile) raffreddandosi da  $T_V$  a  $T_{V \text{ SAT}}$  senza condensare e quindi cede il calore di condensazione (calore latente) condensandosi in acqua liquida:

$$\begin{aligned} \text{calore di surriscaldamento} &= C_{PV} \cdot (T_V - T_{V \text{ SAT}}) = C_{PV} \cdot \text{IPE} \quad \text{per 1 kg di vapore V} \\ (h_V - h_C) &= C_{PV} \cdot \text{IPE} + \lambda_V \quad \text{per 1 kg di vapore V} \\ (h_C - h_A) &= C_{PA} \cdot (T_C - T_A) \quad \text{per 1 kg di acqua di raffreddamento} \end{aligned}$$

Sostituendo nel bilancio entalpico si ottiene:

$$F_A = \frac{V \cdot (h_V - h_C)}{(h_C - h_A)} \quad F_A = \frac{V \cdot (C_{PV} \cdot \text{IPE} + \lambda_V)}{C_{PA} \cdot (T_C - T_A)}$$

#### 2.5.4 Esercizio di calcolo: dimensionamento complessivo di un singolo effetto

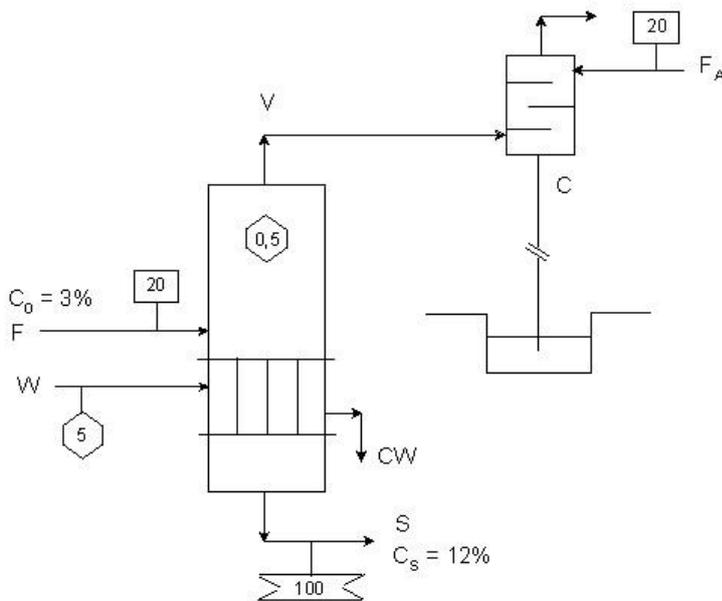
Quando si dimensiona un singolo evaporatore si devono applicare le equazioni di bilancio e le equazioni di trasferimento per determinare nell'ordine:

- dai bilanci di materia: si calcolano le portate delle correnti
- dal bilancio entalpico: si calcola la portata di vapore di rete di riscaldamento
- dell'equazione di trasferimento: si calcola la superficie di scambio termico richiesta all'evaporatore
- dl bilancio entalpico del condensatore: si calcola la portata di acqua di raffreddamento necessaria alla condensazione totale del vapore svolto

Si devono produrre 100 kg/h di NaOH al 12% partendo da NaOH al 3% disponibile alla temperatura di 20°C. Avendo a disposizione vapore di rete saturo secco a 5 ata, determinare:

1. la portata oraria di vapore di rete richiesta
2. la superficie di scambio termico dell'evaporatore, tenendo presente che la sua pressione di esercizio è di 0,5 ata e che il coefficiente globale di scambio termico  $U_D$  è pari a 1200 kcal/m<sup>2</sup>·h·°C
3. la portata di acqua di raffreddamento al condensatore barometrico sapendo che quest'ultima entra nel condensatore alla temperatura di 20°C

Si costruisce innanzitutto lo schema quantificato con le quantità note



### Determinazione dei dati incogniti

Dalla tabella entalpica del vapor d'acqua saturo:

- $P = 0,5 \text{ ata}$   $T_{V \text{ SAT}} = 80,86^\circ\text{C}$  ( $T_{V \text{ SAT}} = T_C$ )  $h_{V \text{ SAT}} = 631,6 \text{ kcal/kg}$   $\lambda_V = 550,8 \text{ kcal/kg}$
- $P = 5 \text{ ata}$   $T_W = 151,11^\circ\text{C}$   $\lambda_W = 503,7 \text{ kcal/kg}$

Dal diagramma di Dürhing per il sistema H<sub>2</sub>O-NaOH

- soluzione di NaOH al 12% con  $T_{EB \text{ SOLV}} = 80,86^\circ\text{C}$  si ottiene  $T_S = 86^\circ\text{C}$
- $IPE = (86 - 80,86) = 5,14^\circ\text{C}$

Dal diagramma entalpia-composizione per il sistema H<sub>2</sub>O-NaOH

- F a  $80^\circ\text{C}$  e al 3%  $h_F = 18 \text{ kcal/kg}$
- S a  $86^\circ\text{C}$  e al 12%  $h_S = 80 \text{ kcal/kg}$

Dal nomogramma dei  $C_p$  per i vapori

- V a  $86^\circ\text{C}$   $C_{pV} = 0,45 \text{ kcal/kg}\cdot^\circ\text{C}$

### Calcolo portata alimentazione e vapore svolto

$$\begin{cases} F \cdot C_0 = S \cdot C_S & \text{bilancio totale del soluto} \\ F = V + S & \text{bilancio totale di materia} \end{cases}$$

$$\begin{cases} F = S \cdot \frac{C_S}{C_0} = 100 \cdot \frac{12}{3} = 400 \text{ kg/h} & \text{portata alimentazione} \\ V = F - S = 400 - 100 = 300 \text{ kg/h} & \text{portata vapore svolto} \end{cases}$$

### Calcolo portata vapore di rete

$$h_V = h_{V \text{ SAT}} + C_{pV} \cdot IPE = 631,6 + 0,45 \cdot 5,14 = 634 \text{ kcal/kg} \quad \text{entalpia vapore svolto V}$$

$$F \cdot h_F + W \cdot \lambda_W = V \cdot h_V + S \cdot h_S \quad \text{bilancio entalpico dell'evaporatore}$$

$$W = \frac{V \cdot h_V + S \cdot h_S - F \cdot h_F}{\lambda_W} = \frac{300 \cdot 634 + 100 \cdot 80 - 400 \cdot 18}{503,7} = 379 \text{ kg/h} \quad \text{portata vapore di riscaldamento}$$

### Calcolo superficie di scambio termico

$$Q = W \cdot \lambda_W \quad Q = U_D \cdot A \cdot (T_W - T_S) \quad W \cdot \lambda_W = U_D \cdot A \cdot (T_W - T_S) \quad \text{equazione di trasferimento}$$

$$A = \frac{W \cdot \lambda_W}{U_D \cdot (T_W - T_S)} = \frac{379 \cdot 503,7}{1200 \cdot (151,11 - 86)} = 2,44 \text{ m}^2 \quad \text{superficie di scambio termico}$$

### Calcolo portata di acqua al condensatore barometrico

$$V \cdot (\lambda_W + C_{PV} \cdot IPE) = F_A \cdot C_{PA} \cdot (T_C - T_A) \quad \text{bilancio entalpico condensatore (IPE non trascurabile)}$$

$$F_A = \frac{V \cdot (\lambda_W + C_{PV} \cdot IPE)}{C_{PA} \cdot (T_C - T_A)} = \frac{300 \cdot (550,8 + 0,45 \cdot 5,14)}{1 \cdot (80,86 - 20)} = 2726 \text{ kg/h} \quad \text{portata acqua al condensatore barometrico}$$

In alternativa per il calcolo di  $F_A$  si può ricorrere al bilancio entalpico con le entalpie delle correnti:

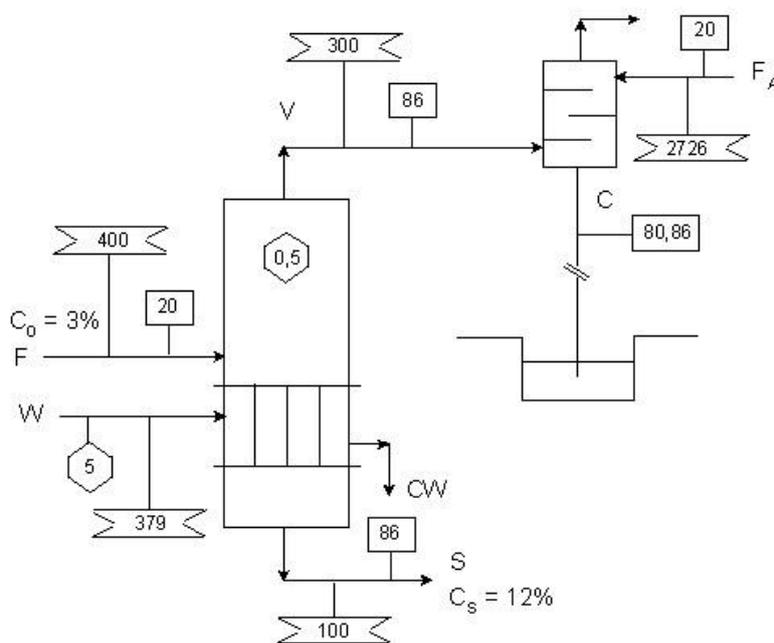
$$F_A = \frac{V \cdot (h_V - h_C)}{(h_C - h_A)} \quad \text{dove:}$$

$$h_V = h_{V \text{ SAT}} + C_{PV} \cdot IPE = 631,6 + 0,45 \cdot 5,14 = 634 \text{ kcal/kg}$$

$$h_C = C_{PA} \cdot T_C = 1 \cdot 80,86 = 80,86 \text{ kcal/kg}$$

$$h_A = C_{PA} \cdot T_A = 1 \cdot 20 = 20 \text{ kcal/kg}$$

$$F_A = \frac{V \cdot (h_V - h_C)}{(h_C - h_A)} = \frac{300 \cdot (634 - 80,86)}{(80,86 - 20)} = 2726 \text{ kg/h} \quad \text{portata acqua al condensatore barometrico}$$



Al termine del calcolo lo schema risulta totalmente quantificato

## 2.6 Multipli effetti

Negli impianti di evaporazione/concentrazione il maggior costo di esercizio è costituito dalla **produzione di vapore di rete**, ottenuto mediante ebollizione in apposite caldaie di acqua demineralizzata, distribuzione del vapore prodotto in rete come vapore saturo secco - in realtà leggermente surriscaldato per evitare la condensazione durante il percorso - recupero e riciclo alla caldaia delle acque di condensa.

In un impianto di evaporazione si definisce **efficienza (E)** il rapporto tra portata di vapore prodotto e portata vapore di rete consumato:

$$E = \frac{\text{vapore prodotto}}{\text{vapore di rete}}$$

In un impianto a singolo effetto il valore di E è vicino a 1, cioè per ogni kg di vapore svolto è necessario circa 1 kg di vapore di rete e quindi l'efficienza dell'impianto è modesta, in quanto la produzione di vapore di rete è molto onerosa dal punto di vista energetico, in quanto l'acqua ha un elevato calore latente di evaporazione.

Negli **impianti a multiplo effetto**, dove sono presenti **più evaporatori collegati in serie**, si cerca di aumentare il valore di E in modo che:  $E > 1$ . Per raggiungere questo obiettivo si utilizza il vapore prodotto V come fluido di riscaldamento per l'operazione di evaporazione anche se non è possibile riscaldare lo stesso effetto che ha prodotto il vapore V in quanto il salto termico utile  $\Delta T_u$  sarebbe nullo:

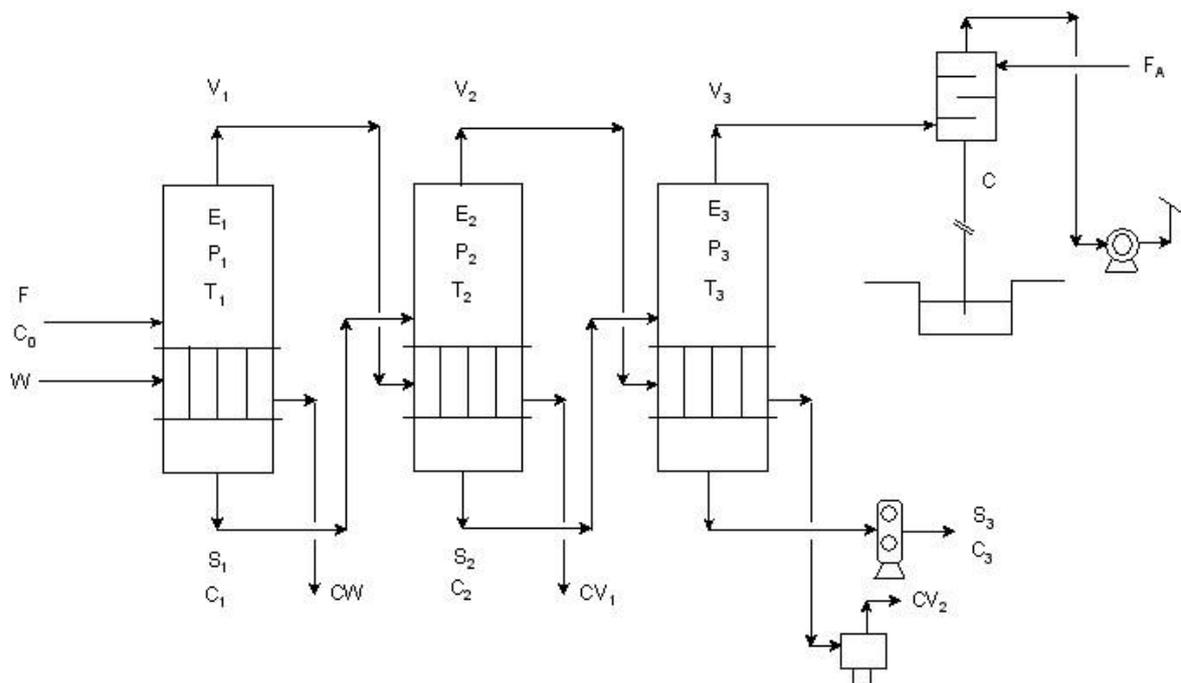
$$Q = U_D \cdot A \cdot \Delta T_u = U_D \cdot A \cdot (T_W - T_S)$$

Se  $T_w$  (temperatura vapore di riscaldamento) è uguale a  $T_s$  (temperatura di ebollizione della soluzione, ovvero temperatura  $T_v$  del vapore prodotto) allora:  $\Delta T_u = 0$  e quindi il calore scambiato  $Q$  sarebbe nullo. Pertanto il vapore prodotto in un effetto potrà essere utilizzato come fluido di riscaldamento per un secondo evaporatore e così via solo se **tra i diversi effetti viene stabilita una differenza di pressione**, cioè passando da un effetto al successivo si ha una progressiva diminuzione della pressione e quindi anche della temperatura di ebollizione della soluzione, ovvero del vapore prodotto; in tal modo si avrà sempre un  $\Delta T_u$  diverso da zero. Considerazioni economiche legate al costo di impianto limitano il **massimo n° di evaporatori** di un impianto a multiplo effetto a 4-5, in pratica si hanno impianti a duplice effetto (2 evaporatori) ed a triplice effetto (3 evaporatori).

A seconda del percorso di vapori e soluzioni si hanno due **tipi di impianti a multiplo effetto**:

- equicorrente: vapori e soluzioni si muovono nell'impianto nella stessa direzione
- controcorrente: vapori e soluzioni si muovono nell'impianto in direzioni opposte

Si consideri lo schema di un impianto a **triplice effetto in equicorrente**:



In tale impianto si avrà:

- $P_1 > P_2 > P_3$
- $T_1 > T_2 > T_3$  e quindi il  $\Delta T_u$  in ogni effetto è sempre diverso da zero

Poiché l'unico effetto alimentato con il vapore di rete  $W$  è il 1°, allora l'efficienza  $E$  è sicuramente maggiore di 1 in quanto:

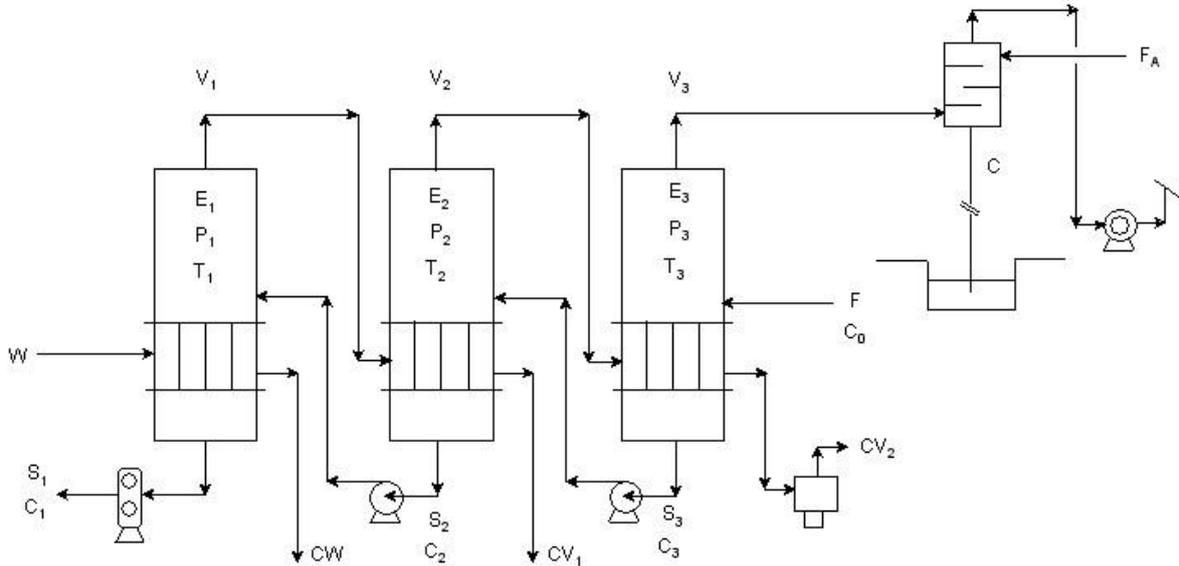
$$E = \frac{V_1 + V_2 + V_3}{W} \quad \text{e ciò permette un consistente risparmio economico nella produzione di } W$$

Le **caratteristiche del multiplo effetto in equicorrente** sono le seguenti:

- le soluzioni si spostano senza bisogno di pompe di circolazione tra gli effetti in quanto si muovono spontaneamente verso ambienti a pressione decrescente e ciò permette di risparmiare nei costi di impianto. Solo in  $E_3$  è necessaria una pompa di estrazione della soluzione concentrata, di tipo rotativo e non centrifugo vista l'elevata concentrazione e quindi l'elevata viscosità
- si supponga che:  $P_1 > 1 \text{ atm}$ ,  $P_2 < 1 \text{ atm}$ ,  $P_3 < 1 \text{ atm}$ , ovviamente  $P_w > 1 \text{ atm}$ . Le condense  $CW$  e  $CV_1$  verranno scaricate spontaneamente alla pressione atmosferica, mentre la condensa  $CV_2$  richiederà una pompa di estrazione di solito di tipo alternativo (ad esempio a pistone)
- passano da un effetto al successivo aumenta la concentrazione e diminuisce la temperatura di ebollizione, per cui aumenta la viscosità della soluzione. La diminuzione progressiva della temperatura di ebollizione rende l'equicorrente adatta per la concentrazione di soluzioni con **soluti termodegradabili** come sostanze organiche in genere (soluzioni zuccherine, succhi di frutta, ecc.).

L'aumento di viscosità ostacola i moti convettivi naturali all'interno dei fasci tubieri degli evaporatori, aumenta la dimensione delle pellicole nel lato interno di tubi, diminuisce i coefficienti di pellicola  $h$  e quindi diminuisce progressivamente anche i coefficienti globali di scambio termico  $U_D$  dal 1° al 3° effetto, con peggioramento della capacità di scambio termico e quindi necessità di aumento progressivo delle aree di scambio dei diversi evaporatori.

Nello schema seguente è rappresentato un **triplice effetto in controcorrente**:



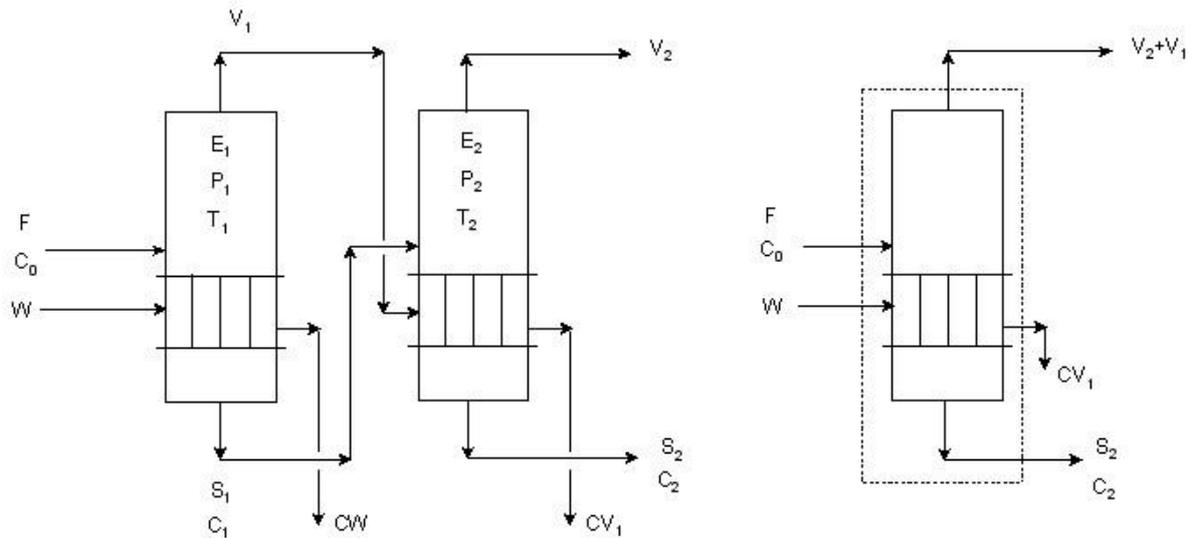
Anche in questo caso viene raggiunto l'obiettivo di avere  $E > 1$  poiché l'unico effetto ad essere riscaldato con il vapore di rete  $W$  è  $E_1$ .

Le **caratteristiche di un multiplo effetto in controcorrente** sono le seguenti:

- le soluzioni si muovono verso pressioni crescenti e quindi sono necessarie **pompe di circolazione** tra i singoli effetti (infra-effetto) per cui l'impianto risulta più costoso
- valgono le stesse considerazioni viste per lo scarico della soluzione concentrata e delle condense
- passando da un effetto al successivo aumenta la concentrazione ma aumenta anche la temperatura di ebollizione della soluzione e ciò permette alla viscosità di rimanere pressoché costante. Di conseguenza la controcorrente è adatta alla **concentrazione di soluti non termodegradabili** (come ad esempio soluzioni di NaOH) e risulta **più efficiente dal punto di vista energetico** in quanto i coefficienti di pellicola  $h$  dal lato interno dei tubi rimangono costanti, così come i diversi  $U_D$  e quindi anche le aree di scambio termico. Pertanto è possibile costruire evaporatori con le stesse dimensioni che scambiano all'incirca la stessa quantità di calore e producono incrementi di concentrazione della soluzione uniformi

### 2.6.1 Equazioni di bilancio nei multipli effetti in equicorrente

Si consideri il seguente schema, relativo a un **doppio effetto in equicorrente**:



### 1° effetto (E<sub>1</sub>)

$$\begin{cases} F = S_1 + V_1 & \text{bilancio di materia} \\ F \cdot C_0 = S_1 \cdot C_1 \end{cases}$$

bilancio entalpico

$$F \cdot h_F + W \cdot \lambda_W = V_1 \cdot h_{V1} + S_1 \cdot h_{S1}$$

equazione di trasferimento del calore

$$Q_1 = U_{D1} \cdot A_1 \cdot \Delta T_1$$

dove  $\Delta T_1 = (T_W - T_{V1})$

### 2° effetto (E<sub>2</sub>)

$$\begin{cases} S_1 = S_2 + V_2 & \text{bilancio di materia} \\ S_1 \cdot C_1 = S_2 \cdot C_2 \end{cases}$$

bilancio entalpico

$$S_1 \cdot h_{S1} + V_1 \cdot (h_{V1} - h_{VC1}) = S_2 \cdot h_{S2} + V_2 \cdot h_{V2}$$

se IPE trascurabile allora:

$$(h_{V1} - h_{VC1}) = \lambda_{V1}$$

equazione di trasferimento del calore

$$Q_2 = U_{D2} \cdot A_2 \cdot \Delta T_2$$

dove  $\Delta T_2 = (T_{V1} - T_{V2})$

Nello sviluppo dei calcoli per il dimensionamento dell'impianto a volte è necessario impostare dei bilanci complessivi, riferiti ad un **singolo effetto equivalente al multiplo effetto** (rettangolo tratteggiato)

$$\begin{cases} F = S_2 + V_1 + V_2 & \text{bilancio di materia complessivo} \\ F \cdot C_0 = S_2 \cdot C_2 \end{cases}$$

bilancio entalpico complessivo

$$F \cdot h_F + W \cdot \lambda_W = S_2 \cdot h_{S2} + V_2 \cdot h_{V2} + V_1 \cdot h_{CV1}$$

**Questi bilanci sono la somma algebrica dei bilanci scritti per i singoli effetti.** L'insieme di queste equazioni permette di dimensionare l'intero impianto, partendo dalle equazioni dove è presente il maggior numero di dati noti e proseguendo per sostituzione nelle altre, fino a risolvere l'intero impianto determinando tutti i flussi termici e di materia.

**Particolare attenzione occorre prestare alla eventuale presenza degli IPE** nei diversi flussi di vapore svolto: in realtà l'IPE esiste sempre ma a volte può essere trascurato per semplificare e velocizzare i calcoli.

- 1° effetto (E<sub>1</sub>): si ha un  $\Delta T_{u1} = (T_W - T_{V1})$

Se è presente IPE<sub>1</sub> allora V<sub>1</sub> è surriscaldato e quando viene introdotto come fluido di riscaldamento del 2° effetto (E<sub>2</sub>) cede prima il calore sensibile di surriscaldamento, desurriscaldandosi (cioè raffreddandosi) da T<sub>V1</sub> a T<sub>V1 SAT</sub> (deducibile dalla tabella entalpica del vapor d'acqua alla pressione P<sub>1</sub> a cui si trova) e quindi cede il suo calore latente di condensazione  $\lambda_{V1}$  a temperatura costante T<sub>V1 SAT</sub> trasformandosi nella condensa CV<sub>1</sub>.

In generale 1 kg di vapore V<sub>1</sub> cede in E<sub>2</sub> il calore pari a:

$$(C_{pV1} \cdot IPE_1) + \lambda_{V1} \quad \text{poiché } IPE_1 = (T_{V1} - T_{V1 SAT})$$

Se IPE<sub>1</sub> è trascurabile allora il primo termine della somma è nullo e quindi V<sub>1</sub> è saturo e perciò cede in E<sub>2</sub> solo il calore latente di condensazione  $\lambda_{V1}$

- 2° effetto (E<sub>2</sub>): si ha un  $\Delta T_{u2} = (T_{V1} - T_{V2})$

Se è presente IPE<sub>2</sub> allora V<sub>2</sub> è surriscaldato e quando viene introdotto nel condensatore barometrico, a contatto con l'acqua di raffreddamento, cede prima il calore sensibile di surriscaldamento, desurriscaldandosi (cioè raffreddandosi) da T<sub>V2</sub> a T<sub>V2 SAT</sub> (deducibile dalla tabella entalpica del vapor d'acqua alla pressione P<sub>2</sub> a cui si trova) e quindi cede il suo calore latente di condensazione λ<sub>V2</sub> a temperatura costante T<sub>V2 SAT</sub> trasformandosi nella miscela condensata (V<sub>2</sub> + AR) che viene scaricata nel pozzetto barometrico.

In generale 1 kg di vapore V<sub>2</sub> cede nel condensatore barometrico il calore pari a:

$$(C_{PV2} \cdot IPE_2) + \lambda_{V2} \quad \text{poiché } IPE_2 = (T_{V2} - T_{V2 SAT})$$

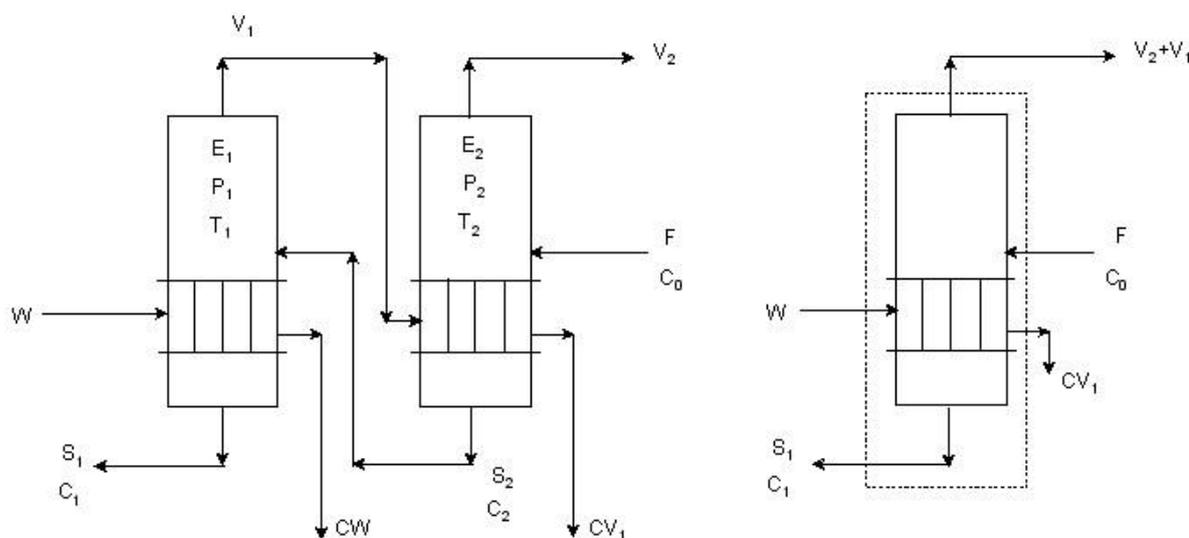
È possibile quindi definire un salto termico utile totale:

$$\Delta T_{TOT} = \Delta T_U + \sum IPE \quad \Delta T_{TOT} = (T_W - T_C)$$

dove T<sub>C</sub> è la temperatura di condensazione di V<sub>2</sub> nel condensatore barometrico

## 2.6.2 Equazioni di bilancio nei multipli effetti in controcorrente

Si consideri il seguente schema, relativo a un doppio effetto in controcorrente:



### 1° effetto (E<sub>1</sub>)

$$\begin{cases} S_2 = S_1 + V_1 & \text{bilancio di materia} \\ S_2 \cdot C_2 = S_1 \cdot C_1 \end{cases}$$

bilancio entalpico

$$S_2 \cdot h_{S2} + W \cdot \lambda_W = V_1 \cdot h_{V1} + S_1 \cdot h_{S1}$$

equazione di trasferimento del calore

$$Q_1 = U_{D1} \cdot A_1 \cdot \Delta T_1$$

dove  $\Delta T_1 = (T_W - T_{V1})$

### 2° effetto (E<sub>2</sub>)

$$\begin{cases} F = S_2 + V_2 & \text{bilancio di materia} \\ F \cdot C_0 = S_2 \cdot C_2 \end{cases}$$

bilancio entalpico

$$F \cdot h_F + V_1 \cdot (h_{V1} - h_{VC1}) = S_2 \cdot h_{S2} + V_2 \cdot h_{V2}$$

se IPE trascurabile allora:

$$(h_{V1} - h_{VC1}) = \lambda_{V1}$$

equazione di trasferimento del calore

$$Q_2 = U_{D2} \cdot A_2 \cdot \Delta T_2$$

dove  $\Delta T_2 = (T_{V1} - T_{V2})$

Nel dimensionamento progressivo dell'impianto si procede come nel caso in equicorrente, fino a determinare tutti i flussi di materia e di energia.

Valgono le stesse considerazioni sugli IPE viste per il doppio effetto in equicorrente.

Anche in questo caso, a volte è necessario impostare dei bilanci complessivi, riferiti ad un **singolo effetto equivalente al multiplo effetto**:

$$\begin{cases} F = S_1 + V_1 + V_2 & \text{bilancio di materia complessivo} \\ F \cdot C_0 = S_1 \cdot C_1 \end{cases}$$

bilancio entalpico complessivo

$$F \cdot h_F + W \cdot \lambda_W = S_1 \cdot h_{S1} + V_2 \cdot h_{V2} + V_1 \cdot h_{CV1}$$

Anche in questo caso **questi bilanci sono la somma algebrica dei bilanci scritti per i singoli effetti.**

### 2.6.3 Esercizio di dimensionamento di un multiplo effetto

#### Esame di Maturità 1986

Una soluzione acquosa di un soluto organico non termodegradabile deve essere concentrata in un impianto di evaporazione a duplice effetto funzionante in controcorrente. I dati relativi alla soluzione sono i seguenti:

- portata di soluzione entrante  $F = 1500 \text{ kg/h}$
- concentrazione iniziale  $C_0 = 8\%$  in massa
- temperatura iniziale  $T_i = 18^\circ\text{C}$
- concentrazione finale  $C_f = 24\%$  in massa

Si tenga presente che:

- l'innalzamento ebullioscopico si può ritenere trascurabile a tutte le concentrazioni di esercizio
- il calore perduto attraverso le apparecchiature si può considerare irrilevante ai fini del calcolo
- l'entalpia specifica della soluzione (in kcal/kg), alle varie temperature e concentrazioni, coincide numericamente con la temperatura espressa in  $^\circ\text{C}$  (come per l'acqua pura)
- il calore specifico della soluzione si può ritenere costante ed uguale a quello dell'acqua:  
 $C_p = 1 \text{ kcal}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$
- nel 1° effetto, funzionante a pressione praticamente uguale a quella atmosferica, la soluzione bolle a  $100^\circ\text{C}$ , mentre nel secondo effetto la soluzione bolle a  $80^\circ\text{C}$

Il 1° evaporatore è alimentato con vapore di riscaldamento saturo secco alla temperatura di  $130^\circ\text{C}$ , pressione assoluta 2,7 ata. La soluzione concentrata uscente da tale evaporatore, senza refrigerazione, viene inviata a lavorazioni successive.

Per i vapori si assumano i seguenti valori (arrotondati):

- vapore di riscaldamento: entalpia  $H = 649 \text{ kcal/kg}$ ; calore latente di condensazione  $\lambda_{ev} = 519 \text{ kcal/kg}$
- vapore generato dalla soluzione a  $100^\circ\text{C}$ : entalpia  $H = 639 \text{ kcal/kg}$ ; calore latente di condensazione  $\lambda_{v1} = 539 \text{ kcal/kg}$
- vapore generato dalla soluzione a  $80^\circ\text{C}$ : entalpia  $H = 631 \text{ kcal/kg}$ ; calore latente di condensazione  $\lambda_{v2} = 551 \text{ kcal/kg}$

Quest'ultimo vapore, prima di essere inviato in un condensatore barometrico, viene utilizzato per preriscaldare l'alimentazione  $t_i = 18^\circ\text{C}$  fino a  $t_f = 65^\circ\text{C}$  temperatura alla quale essa entra nel 2° concentratore.

Nelle condizioni di funzionamento, la portata di vapore di riscaldamento risulta essere  $W = 586 \text{ kcal/h}$

Con i dati disponibili e tenendo conto che:

- i vapori cedono solo i loro calori latenti di condensazione
- le acque di condensa abbandonano le apparecchiature alla loro temperatura di condensazione
- l'effetto di eventuali gas incondensabili si può ritenere trascurabile

si scrivano i bilanci di materia e di calore necessari per calcolare:

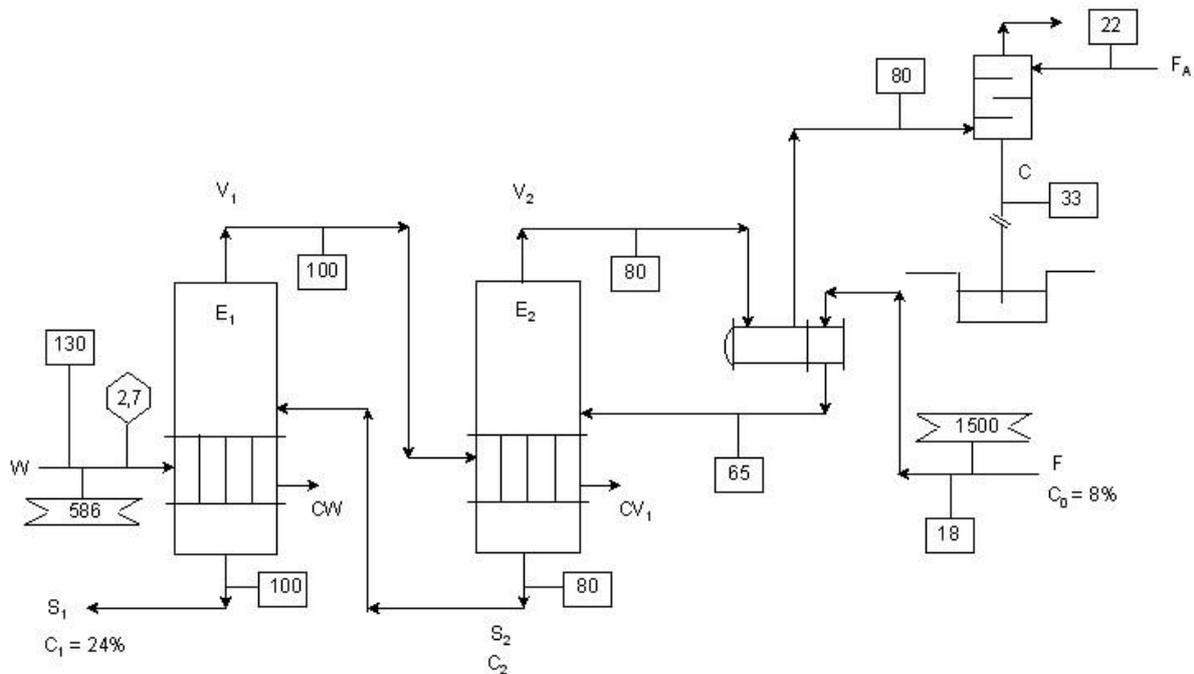
- 1) la portata oraria di soluzione uscente
- 2) la quantità oraria di acqua da evaporare
- 3) la concentrazione della soluzione che passa dal 2° al 1° evaporatore
- 4) le aree di scambio di calore, assumendo i seguenti valori per i coefficienti globali di scambio termico
  - per il preriscaldatore  $U_p = 600 \text{ kcal}/(\text{m}^2\cdot\text{h}\cdot^\circ\text{C})$
  - per il 1° evaporatore (a  $100^\circ\text{C}$ )  $U_1 = 850 \text{ kcal}/(\text{m}^2\cdot\text{h}\cdot^\circ\text{C})$
  - per il 2° evaporatore (a  $80^\circ\text{C}$ )  $U_2 = 1200 \text{ kcal}/(\text{m}^2\cdot\text{h}\cdot^\circ\text{C})$

(il valore minore dipende dalla maggiore concentrazione della soluzione)

Si determini, inoltre, la portata oraria di acqua refrigerante al condensatore barometrico nel quale viene inviata la miscela proveniente dal preriscaldatore dell'alimentazione costituita dal vapore non condensato e dall'acqua di condensa parziale. Per il calcolo si tenga conto che:

- l'acqua refrigerante entra alla temperatura  $T_a = 22^\circ\text{C}$
- l'acqua uscente dal condensatore raggiunge la temperatura massima  $T_u = 33^\circ\text{C}$

Si costruisce innanzitutto lo schema quantificato, tenendo conto del testo e delle quantità note. In seguito verranno riportate nello schema le quantità calcolate completando la quantificazione dello schema stesso



Tenendo conto della complessità del problema, è opportuno realizzare una tabella riassuntiva con le caratteristiche delle correnti presenti nell'impianto:

Tabella riassuntiva caratteristiche vapori e soluzioni:

	h (kcal/kg)	λ (kcal/kg)	T (°C)
W	649	519	130
V <sub>1</sub>	639	539	100
V <sub>2</sub>	631	551	80
S <sub>1</sub>	100	---	100
S <sub>2</sub>	80	---	80

Calcolo portata soluzione concentrata

$$F \cdot C_0 = S_1 \cdot C_1 \quad \text{bilancio totale soluto}$$

$$S_1 = F \cdot \frac{C_0}{C_1} = 1500 \cdot \frac{8}{24} = 500 \text{ kg/h} \quad \text{portata soluzione concentrata}$$

A questo punto è opportuno verificare quali siano le grandezze note e quali le incognite:

- grandezze note: F, C<sub>0</sub>, C<sub>1</sub>, S<sub>1</sub>, W
- grandezze incognite: V<sub>1</sub>, V<sub>2</sub>, S<sub>2</sub>, C<sub>2</sub>

Viste le grandezze note è evidente che si deve iniziare il calcolo dal dimensionamento del 1° effetto, dove è presente un numero maggiore di grandezze note

Calcolo portate V<sub>1</sub> e S<sub>2</sub> relative al 1° effetto

Si imposta il seguente sistema di equazioni che si risolve per sostituzione:

$$\begin{cases} S_2 = S_1 + V_1 & \text{bilancio di materia 1° effetto} \\ W \cdot \lambda_W + S_2 \cdot h_{S2} = V_1 \cdot h_{V1} + S_1 \cdot h_{S1} & \text{bilancio entalpico 1° effetto} \end{cases}$$

Si sostituisce S<sub>2</sub> della prima equazione nella seconda:

$$W \cdot \lambda_W + (S_1 + V_1) \cdot h_{S2} = V_1 \cdot h_{V1} + S_1 \cdot h_{S1}$$

$$W \cdot \lambda_W + S_1 \cdot h_{S2} + V_1 \cdot h_{S2} = V_1 \cdot h_{V1} + S_1 \cdot h_{S1} \quad \text{riarrangiando l'equazione si ottiene:}$$

$$W \cdot \lambda_W + S_1 \cdot (h_{S2} - h_{S1}) = V_1 \cdot (h_{V1} - h_{S2}) \quad \text{da cui si ricava:}$$

$$V_1 = \frac{W \cdot \lambda_W + S_1 \cdot (h_{S2} - h_{S1})}{(h_{V1} - h_{S2})}$$

$$V_1 = \frac{586 \cdot 519 + 500 \cdot (80 - 100)}{(639 - 80)} = 526 \text{ kg/h} \quad \text{vapore svolto nel 1° effetto}$$

$$S_2 = S_1 + V_1$$

$$S_2 = 500 + 526 = 1026 \text{ kg/h} \quad \text{portata oraria di soluzione uscente (risposta 1)}$$

Calcolo  $V_2$  e  $C_2$  relative al 2° effetto

$$\begin{cases} F = S_2 + V_2 & \text{bilancio di materia 2° effetto} \\ F \cdot C_0 = S_2 \cdot C_2 & \text{bilancio soluto 2° effetto} \end{cases}$$

$$\begin{cases} V_2 = F - S_2 = 1500 - 1026 = 474 \text{ kg/h} & \text{vapore svolto 2° effetto} \\ C_2 = C_0 \cdot \frac{F}{S_2} = 8 \cdot \frac{1500}{1026} = 11,7\% & \text{concentrazione soluzione che passa dal 2° al 1° evaporatore (risposta 3)} \end{cases}$$

Calcolo acqua totale da evaporare

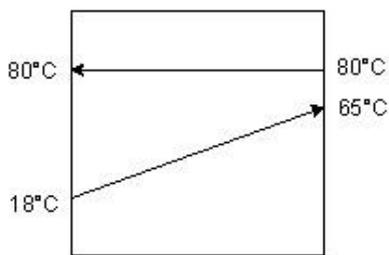
$$(V_1 + V_2) = (526 + 474) = 1000 \text{ kg/h} \quad \text{quantità oraria di acqua da evaporare (risposta 2)}$$

Calcolo aree di scambio termico

Nel preriscaldatore dell'alimentazione F il vapore  $V_2$  svolto dal 2° effetto condensa parzialmente, quindi la miscela (acqua di condensazione + vapore residuo) viene inviata nel condensatore barometrico, dove viene condensato totalmente il residuo vapore  $V_2$ . Indicando con  $Q_{CED}$  il calore scambiato dalla condensazione parziale di  $V_2$  nel preriscaldatore, tenendo conto che condensa la frazione di vapore necessaria per riscaldare F da 22°C a 33°C, si può scrivere:

$$Q_{CED} = F \cdot C_{PA} \cdot (t_f - t_i) \quad Q_{CED} = 1500 \cdot 1 \cdot (65 - 18) = 70500 \text{ kcal/h} \quad \text{calore scambiato}$$

Si traccia il profilo termico del preriscaldatore:



$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= (80 - 18) = 62^\circ\text{C} \\ \Delta T_2 &= (80 - 65) = 15^\circ\text{C} \\ \Delta T_{ml} &= \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{(62 - 15)}{\ln \frac{62}{15}} = 33,1^\circ\text{C} \end{aligned}$$

equazione di trasferimento del preriscaldatore:

$$Q_p = U_p \cdot A_p \cdot \Delta T_{ml} \quad A_p = \frac{Q_p}{U_p \cdot \Delta T_{ml}} = \frac{70500}{600 \cdot 33,1} = 3,55 \text{ m}^2 \quad \text{area scambio}$$

Per il 1° effetto:

$$\text{bilancio termico: } Q_1 = W \cdot \lambda_W$$

$$Q_1 = 586 \cdot 519 = 304134 \text{ kcal/h} \quad \text{calore scambiato}$$

$$\text{equazione di trasferimento: } Q_1 = U_1 \cdot A_1 \cdot \Delta T_1$$

$$A_1 = \frac{Q_1}{U_1 \cdot \Delta T_1} = \frac{304134}{850 \cdot (130 - 100)} = 11,92 \text{ m}^2 \quad \text{area di scambio termico}$$

Per il 2° effetto:

$$\text{bilancio termico: } Q_2 = V_1 \cdot \lambda_{V1}$$

$$Q_2 = 526 \cdot 539 = 283514 \text{ kcal/h} \quad \text{calore scambiato}$$

$$\text{equazione di trasferimento: } Q_2 = U_2 \cdot A_2 \cdot \Delta T_2$$

$$A_2 = \frac{Q_2}{U_2 \cdot \Delta T_2} = \frac{283514}{1200 \cdot (100 - 80)} = 11,81 \text{ m}^2 \quad \text{area di scambio termico}$$

Da notare come nel caso della controcorrente, visto l'aumento dei coefficienti globali di scambio termico, le aree di scambio sono pressoché identiche

Calcolo portata oraria di acqua al condensatore barometrico

Si possono impostare due diversi tipi di bilancio termico

1° modo: bilancio entalpico

$$(V_2 \cdot h_{V2} - Q_{CED}) + F_A \cdot h_A = (V_2 + F_A) \cdot h_C$$

$$V_2 \cdot h_{V2} - Q_{CED} + F_A \cdot h_A = V_2 \cdot h_C + F_A \cdot h_C \quad F_A \cdot (h_C - h_A) = V_2 \cdot (h_{V2} - h_C) - Q_{CED}$$

$$F_A = \frac{V_2 \cdot (h_{V2} - h_C) - Q_{CED}}{(h_C - h_A)}$$

$$F_A = \frac{474 \cdot (631 - 33) - 70500}{(33 - 22)} = 19359 \text{ kg/h} \text{ portata acqua al condensatore barometrico}$$

2° modo: osservazione sui calori scambiati nel condensatore

$$Q_{CED} = V_{2\text{ COND}} \cdot \lambda_{V2} \quad V_{2\text{ COND}} = \frac{Q_{CED}}{\lambda_{V2}} = \frac{70500}{551} = 128 \text{ kg/h} \text{ frazione di } V_2 \text{ condensato nel preriscaldatore}$$

$$V_{2\text{ RES}} = (474 - 128) = 346 \text{ kg/h} \text{ frazione di vapore } V_2 \text{ residuo}$$

Pertanto nel condensatore verranno inviati:

- 128 kg/h di acqua di condensazione ( $V_{2\text{ COND}}$ ) a 80°C che a contatto con AR cederà calore sensibile raffreddandosi a 33°C
- 346 kg/h di vapore a 80°C ( $V_{2\text{ RES}}$ ) che condenserà a temperatura costante cedendo  $\lambda_{V2}$  originando una condensa che si raffredderà anch'essa da 80°C a 33°C prima di scaricarsi, insieme alla precedente, tramite la canna barometrica nel pozzetto caldo

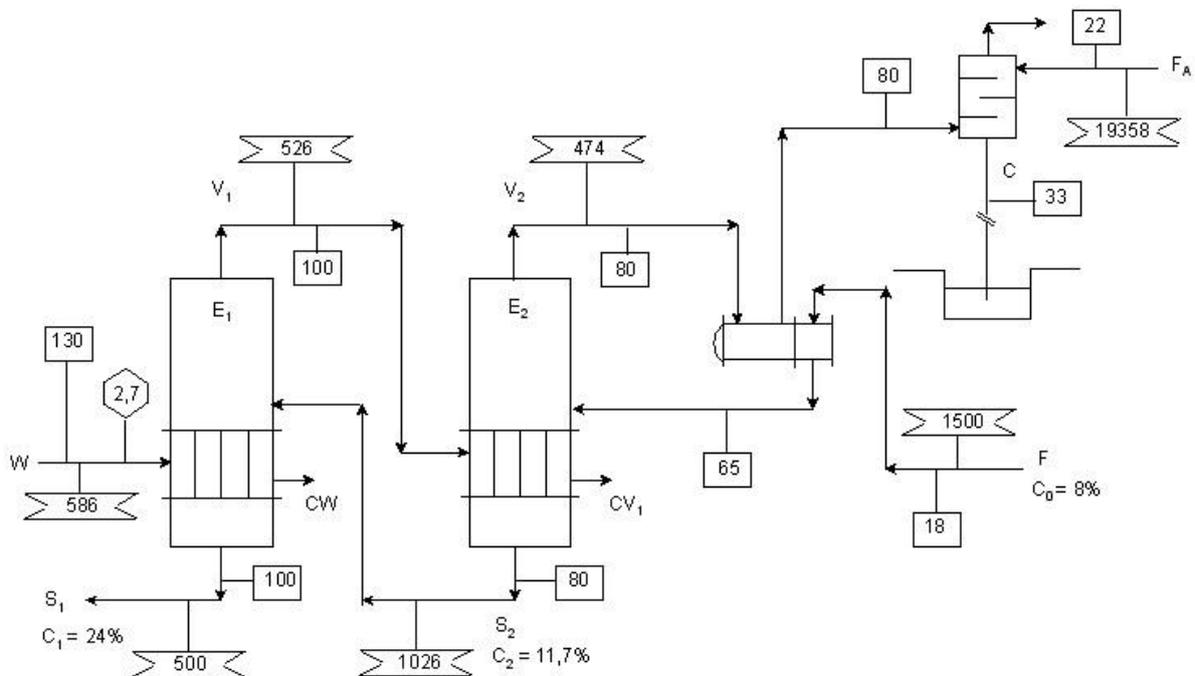
Bilancio termico del condensatore barometrico:

$$(V_{2\text{ RES}} \cdot \lambda_{V2}) + (V_{2\text{ RES}} + V_{2\text{ COND}}) \cdot C_{PA} \cdot (T_{V2} - T_u) = F_A \cdot C_{PA} \cdot (T_u - T_i)$$

da notare che ovviamente:  $(V_{2\text{ RES}} + V_{2\text{ COND}}) = V_2$

$$F_A = \frac{(V_{2\text{ RES}} \cdot \lambda_{V2}) + (V_{2\text{ RES}} + V_{2\text{ COND}}) \cdot C_{PA} \cdot (T_{V2} - T_u)}{C_{PA} \cdot (T_u - T_i)}$$

$$F_A = \frac{346 \cdot 551 + (346 + 128) \cdot 1 \cdot (80 - 33)}{1 \cdot (33 - 22)} = 19357 \text{ kg/h} \text{ portata di acqua al condensatore barometrico}$$



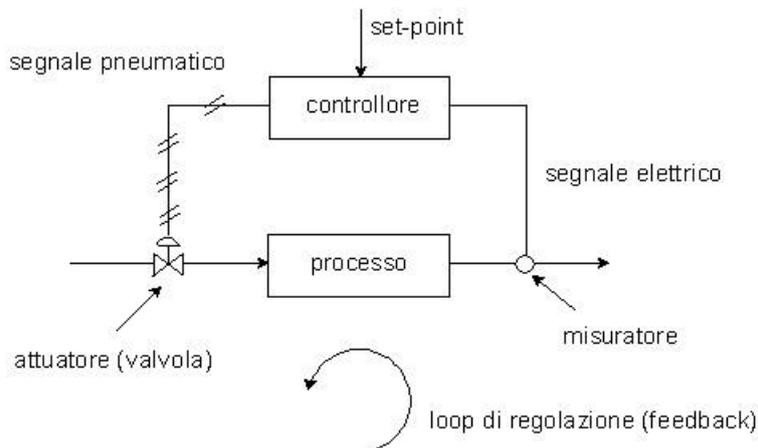
Schema quantificato al termine del calcolo

## 2.7 Regolazioni negli impianti di evaporazione

Negli impianti di evaporazione, come in tutti gli impianti chimici, si attuano **controlli** sulle grandezze coinvolte nel processo mediante **sistemi di regolazione** per:

- garantire la buona riuscita del processo stesso
- mantenere gli adeguati livelli di sicurezza.

I sistemi di controllo attuano una regolazione continua delle variabili controllate, cioè mantengono il valore prefissato (**set-point**) agendo in conseguenza delle perturbazioni che si manifestano nell'impianto. Per fare ciò si utilizzano **anelli di regolazione in retroazione (loop)** che agiscono all'indietro (**feedback**) come indicato nel seguente schema generico di regolazione:

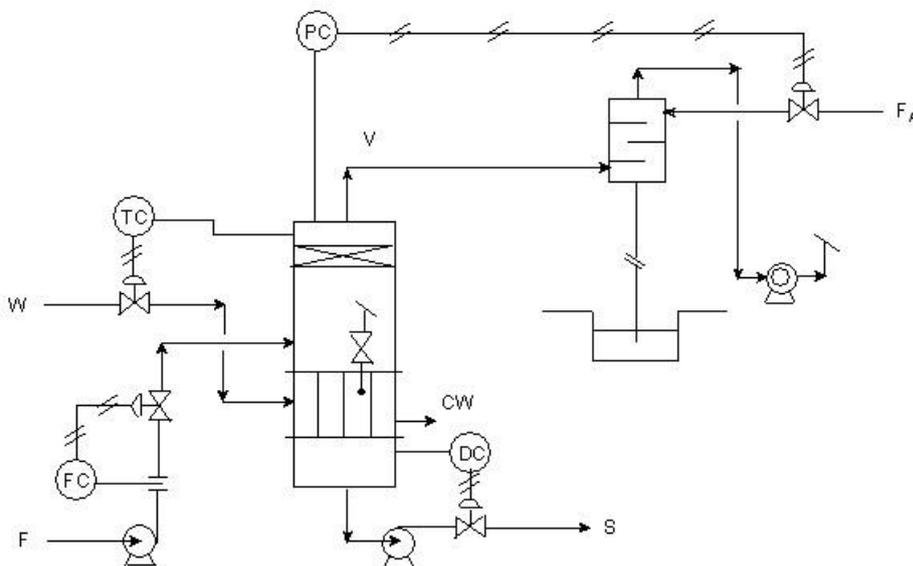


La misura della grandezza viene effettuata “a valle” del processo dal **misuratore** (termometro, manometro, ecc.) ed il segnale prodotto (in genere elettrico), viene inviato al **controllore**, che lo confronta con il valore prefissato della grandezza (set-point); se i valori sono diversi invia un segnale pneumatico (aria compressa) all'**attuatore**, di solito un valvola a membrana, che si trova “a monte” del processo e che, modificando la portata della corrente, riporta il valore della grandezza controllata nel campo desiderato.

Per un **impianto a singolo effetto** le variabili da controllare sono:

- portata alimentazione (F)
- portata vapore riscaldamento (W)
- concentrazione soluzione uscente (S)
- grado di vuoto
- portata di acqua al condensatore (F<sub>A</sub>)

Sono possibili diversi schemi di regolazione, tra i quali il più comune è il seguente, in cui l'evaporatore standard è dotato di materassino anti-trascinamenti e valvola di scarico degli incondensabili sulla parte esterna della calandria:



In questo schema l'alimentazione viene mantenuta costante (FC) mentre la portata del vapore di rete di riscaldamento viene regolata in modo da mantenere costante la temperatura dell'evaporatore (TC). Lo scarico della soluzione concentrata è regolato in base alla densità raggiunta (DC) che dipende dalla concentrazione della soluzione. La portata di acqua al condensatore viene regolata in base alla pressione esistente all'interno dell'evaporatore (PC), in modo da condensare sempre totalmente il vapore svolto; in tal modo si regola anche il grado di vuoto nell'impianto.

Un **impianto a multiplo effetto** presenta analoghi sistemi di controllo: in tale impianto ogni effetto può essere considerato il condensatore del vapore svolto dall'effetto precedente, mentre il vapore svolto dall'ultimo effetto viene condensato totalmente per non arrivare nel sistema a vuoto.