



Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO: 990

DATA: 18/06/2014

A P P U N T I

STUDENTE: Ramponi

MATERIA: Complementi di Energetica + Eserc.

Prof. Verda

Il presente lavoro nasce dall'impegno dell'autore ed è distribuito in accordo con il Centro Appunti.

Tutti i diritti sono riservati. È vietata qualsiasi riproduzione, copia totale o parziale, dei contenuti inseriti nel presente volume, ivi inclusa la memorizzazione, rielaborazione, diffusione o distribuzione dei contenuti stessi mediante qualunque supporto magnetico o cartaceo, piattaforma tecnologica o rete telematica, senza previa autorizzazione scritta dell'autore.

**ATTENZIONE: QUESTI APPUNTI SONO FATTI DA STUDENTIE NON SONO STATI VISIONATI DAL DOCENTE.
IL NOME DEL PROFESSORE, SERVE SOLO PER IDENTIFICARE IL CORSO.**

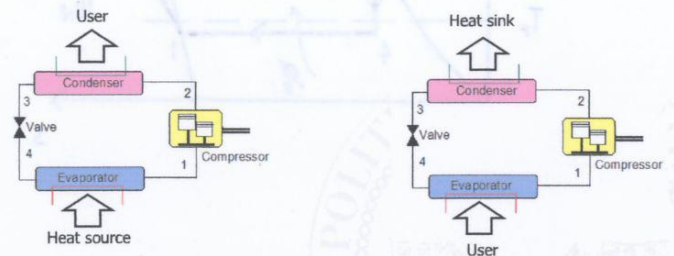


POLITECNICO DI TORINO

Vittorio Verda

COMPLEMENTI DI ENERGETICA - Pompe di calore

Pompe di calore a compressione di vapore

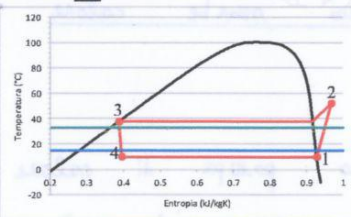
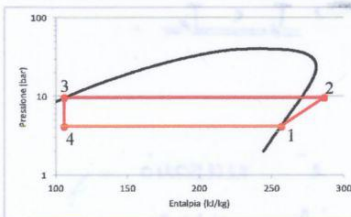
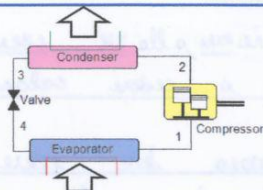


Assetto invernale

Assetto estivo

Pompe di calore a compressione di vapore

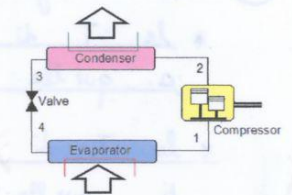
Rappresentazione delle trasformazioni su diagrammi termodinamici



Pompe di calore a compressione di vapore

Efficienza in condizioni invernali

$$COP_{hp} = \frac{\Phi_{cd}}{W_{el}} = \eta_{m,cd} \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$



Efficienza in condizioni estive

$$COP_f = \frac{\Phi_{ev}}{W_{el}} = \eta_{m,cd} \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

Le pompe di calore possono essere di tipo reversibile, cioè possono funzionare sia in assetto invernale sia in assetto estivo

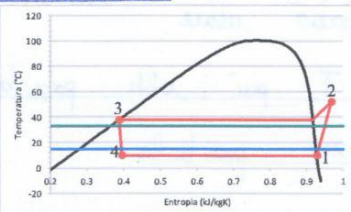
Pompe di calore a compressione di vapore

Osservazioni:

- 1) La rappresentazione sul diagramma T-s consente di evidenziare il ruolo delle temperature dei fluidi con i quali avviene lo scambio termico

La temperatura di evaporazione deve essere inferiore a quella del fluido freddo dal quale la macchina riceve calore

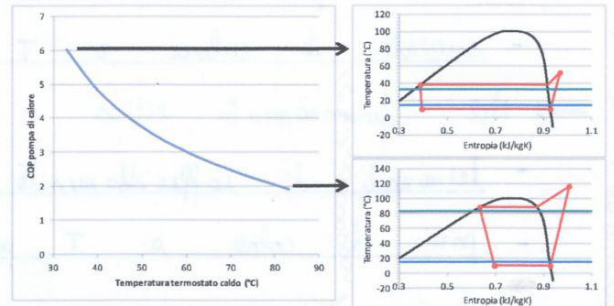
La temperatura di condensazione deve essere superiore a quella del fluido caldo al quale la macchina cede calore



Pompe di calore a compressione di vapore

Osservazioni:

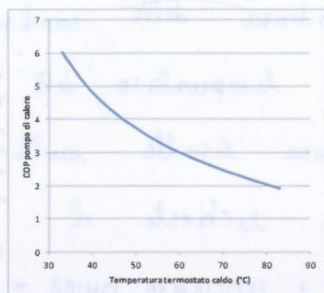
- 2) Tanto più le temperature dei fluidi esterni sono prossime tra loro e tanto più elevate sono le prestazioni della macchina



Pompe di calore a compressione di vapore

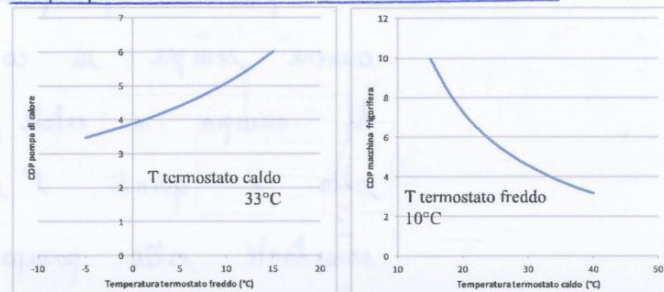
Nel funzionamento invernale è quindi importante che i terminali di riscaldamento funzionino a bassa temperatura. Le soluzioni sono:

- pannelli radianti o fan coils
- radiatori sovradimensionati (es. a seguito di interventi di risparmio energetico in edifici esistenti)



Pompe di calore a compressione di vapore

È importante che la temperatura della sorgente/pozzo esterno sia più possibile elevata in inverno e bassa in estate.



Condizioni di progetto con differenza di temperatura minima di 5 °C tra i fluidi negli scambiatori di calore

Pompe di calore a compressione di vapore

Le pompe di calore possono essere classificate in base alla tipologia di fluido sul lato primario (quello esterno all'edificio) e sul lato secondario (quello utilizzato nell'impianto di riscaldamento/raffrescamento dell'edificio):

- Acqua-Acqua
- Acqua-Aria
- Aria-Acqua
- Aria-Aria

In queste note ci si occuperà principalmente delle differenze sul lato primario; si parlerà quindi di pompe di calore ad aria e ad acqua (pompe di calore geotermiche).

Pompe di calore ad aria

Le pompe di calore ad aria hanno come principale vantaggio la semplicità impiantistica, in quanto lo scambio termico sul lato primario avviene con l'aria esterna.

Per contro, la temperatura del fluido primario presenta una elevata variazione, determinando una significativa variazione dell'efficienza. Inoltre la riduzione di efficienza avviene proprio in corrispondenza delle condizioni più gravose. Nel funzionamento invernale, quando la temperatura esterna è minima si ha da un lato la massima richiesta alla pompa di calore da parte dell'utenza e dall'altro l'efficienza minima della macchina. Un comportamento analogo avviene nel funzionamento estivo.

Pompe di calore ad acqua

Le pompe di calore ad acqua possono essere a ciclo aperto o ciclo chiuso. Le prime sfruttano in modo diretto acqua in acquiferi superficiali (laghi, corsi d'acqua) oppure nel sottosuolo. Le seconde utilizzano l'acqua come fluido intermedio tra la sorgente/pozzo termico (acquiferi superficiali, terreno o infrastrutture quali metropolitane o reti fognarie).

Presentano, rispetto a quelle ad aria, due vantaggi:

- Migliore coefficiente di scambio termico
- Minore variazione di temperatura stagionale

Per contro l'impianto risulta più costoso in termini di investimento e, a seconda della tipologia, l'iter autorizzativo risulta più complesso, soprattutto nel caso di utilizzo diretto di acquiferi.

Pompe di calore ad acqua

Per quanto riguarda gli impianti a ciclo chiuso, le principali tipologie sono:

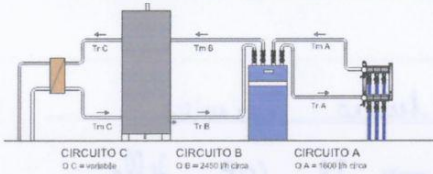
- Sonde geotermiche orizzontali
- Sonde geotermiche verticali
- Sonde geotermiche speciali, quali pali energetici, canestri, spirali, ecc.

L'elemento principale che distingue il loro comportamento riguarda la variabilità temporale della temperatura con la quale avviene lo scambio. Per questa ragione queste note trattano unicamente le prime due tipologie, rimandando ai manuali tecnici gli approfondimenti per il dimensionamento degli impianti che ricadono nella terza tipologia.

Pompe di calore a compressione di vapore – sonde orizzontali

Le sonde orizzontali sono impiegate in installazioni a bassa profondità, allo scopo di ridurre i costi di installazione.

Il principale svantaggio risiede nella temperatura del terreno (maggiore variabilità e valori più sfavorevoli)

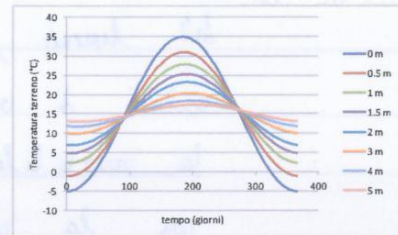


13

Pompe di calore a compressione di vapore – sonde orizzontali

La temperatura del suolo ha una variabilità stagionale che dipende dal sito e dalla profondità.

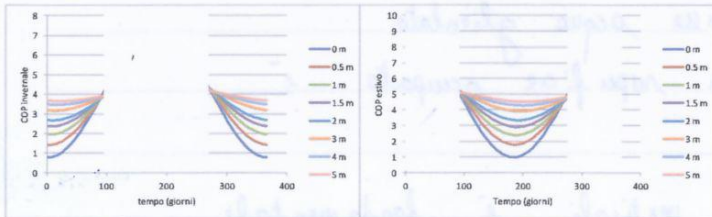
La variabilità diminuisce con la profondità dell'installazione della sonda.



14

Pompe di calore a compressione di vapore – sonde orizzontali

Tale variazione influenza le prestazioni della pompa di calore.



Il COP risulta ridotto in modo maggiore tanto più la sonda è installata in prossimità della superficie.

15

Pompe di calore a compressione di vapore – sonde orizzontali

La resa delle sonde può essere influenzata dall'interazione termica con gli edifici circostanti.

Nel caso qui riportato si osserva un effetto positivo sulle temperature più vicine all'edificio (T₃, T₄, T₅)

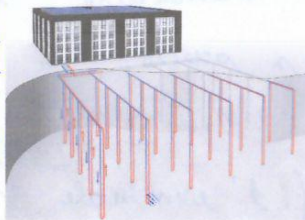


16

Pompe di calore a compressione di vapore – sonde verticali

Sono composte da uno o due circuiti di tubi, generalmente in HDPE, inseriti in una perforazione verticale e immersi in un grout di calcestruzzo e bentonite.

All'interno delle sonde passa acqua glicolata che alimenta la pompa di calore.



Rispetto alle sonde orizzontali, la superficie di terreno occupata è molto inferiore e la resa della pompa di calore è migliore

17

Pompe di calore a compressione di vapore – sonde verticali

Nel caso di impianti con sonde verticali è fondamentale l'analisi dello scambio termico sonda-terreno. I principali fattori che condizionano lo scambio sono:

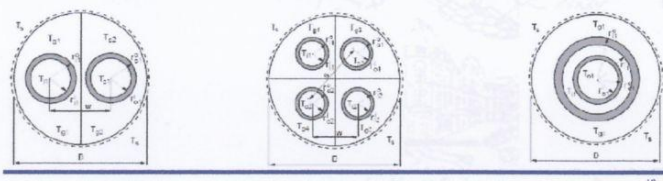
- Proprietà termiche del terreno
- Tipologia di carico (bilanciato o non bilanciato)
- Velocità dell'acqua nella falda (eventualmente presente)
- Configurazione del campo sonde (eventuale disturbo tra le sonde)

18

Pompe di calore a compressione di vapore – sonde verticali

La sezione delle sonde può essere:

- a U semplice: un tubo di mandata, uno di ritorno, connessi al piede della sonda;
- a U doppia, con due tubi a U affiancati e collegati tramite distanziale;
- coassiale: i tubi di mandata e ritorno sono uno dentro l'altro, e il collegamento avviene al piede della sonda.



Pompe di calore a compressione di vapore – sonde verticali

La diffusività:

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho c}$$

nella quale λ è la conduttività termica del terreno, ρ la densità e c il calore specifico. Le proprietà dipendono dal tipo di terreno e molto anche dall'umidità presente, che può aumentare significativamente la conduttività termica.

A titolo di esempio, per un terreno argilloso secco la conduttività è dell'ordine di 0.2-0.4 W/mK, mentre per terreno argilloso saturo di acqua diventa 1.2-1.6 W/mK. Il termine ρc per argilla secca è circa $1.5 \cdot 10^6$ J/m³K, mentre per argilla saturo compreso tra $1.6 \cdot 10^6$ e $3.4 \cdot 10^6$ J/m³K.

La conduttività termica del terreno è determinabile attraverso Thermal Response Test

Pompe di calore a compressione di vapore – sonde verticali

Effetto della velocità dell'acqua

0.1 m/g

assenza di moto



La velocità della falda aumenta lo scambio termico della sonda ma può avere effetti sull'interazione tra le sonde.

Pompe di calore a compressione di vapore – sonde verticali

Il flusso termico scambiato da una sonda di lunghezza L può essere calcolato, nell'ipotesi di condizioni stazionarie, come:

$$\Phi = L \frac{(T_s - T_t)}{R_{bg}}$$

nella quale T_s la temperatura media del fluido nella sonda (o nella porzione di essa), T_t è la temperatura del terreno e R_{bg} la resistenza termica complessiva della sonda e del terreno.

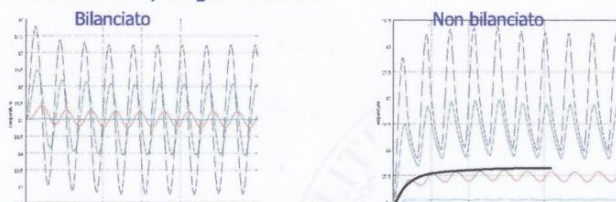
La temperatura del terreno circostante la sonda varia nel tempo. La distanza alla quale il disturbo non è percepito e la temperatura rimane indisturbata è

$$r_{\infty} = 4\sqrt{\alpha \cdot t}$$

nella quale α è la diffusività termica del terreno e t il tempo.

Pompe di calore a compressione di vapore – sonde verticali

Effetto della tipologia di carico



Sono diagrammate le temperature a 1, 2, 4 e 6 m dalla sonda. L'alterazione termica si riduce con la distanza. Nel caso del carico bilanciato il profilo si stabilizza dopo il primo anno attorno al valore medio indisturbato. Per carico non bilanciato la temperatura si stabilizza attorno a un valore differente. Il flusso termico scambiato dalla sonda si riduce nel tempo

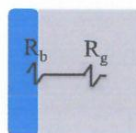
Pompe di calore a compressione di vapore – sonde verticali

Il flusso termico scambiato da una sonda di lunghezza L può essere calcolato, nell'ipotesi di condizioni stazionarie, come:

$$\Phi = L \frac{(T_s - T_t)}{R_{bg}}$$

Come già detto, R_{bg} è la resistenza termica complessiva della sonda (R_b) e del terreno (R_g). I due termini si calcolano:

$$R_b = \frac{1}{2\pi \cdot \lambda_s} \ln \left(\frac{r_b}{r_{i,eff}} \right) \quad \begin{array}{l} r_b \text{ raggio esterno foro cementato} \\ r_{i,eff} \text{ raggio interno effettivo} \\ \text{(dipende dalla geometria)} \\ \lambda_s \text{ conduttività della cementazione} \end{array}$$



$$R_g = \frac{1}{4\pi \cdot \lambda} \left[\ln \left(\frac{4\alpha \cdot t}{(r_h)^2} \right) - 0.5772 \right] \quad t > 5 \frac{(r_h)^2}{\alpha}$$

Pompe di calore ad acqua e ciclo APERTO

In questo caso il fluido primario che alimenta la pompa di calore è acqua prelevata direttamente dalla falda che viene poi reimmessa in falda o scaricata in acque superficiali.

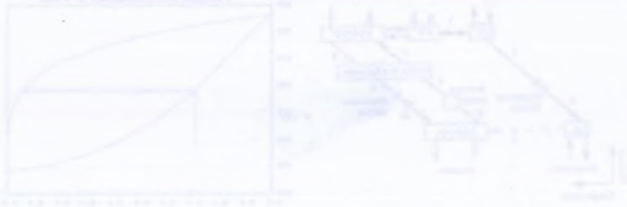
⇒ risulta fondamentale studiare l'impatto termico nel suolo per evitare che le installazioni si influenzino a vicenda e dimensionare la distanza tra i pozzi in modo da evitare la contaminazione termica.

Gli impianti ad acqua di falda sono di norma più efficienti e hanno costi di investimento più bassi degli impianti a sonde verticali.

Importante la valutazione dell'impatto termico nel suolo del progetto in cui si considerano installazioni diffuse di pompe di calore in quanto una installazione potrebbe influenzare altre celle.



Pompe di calore ad assorbimento



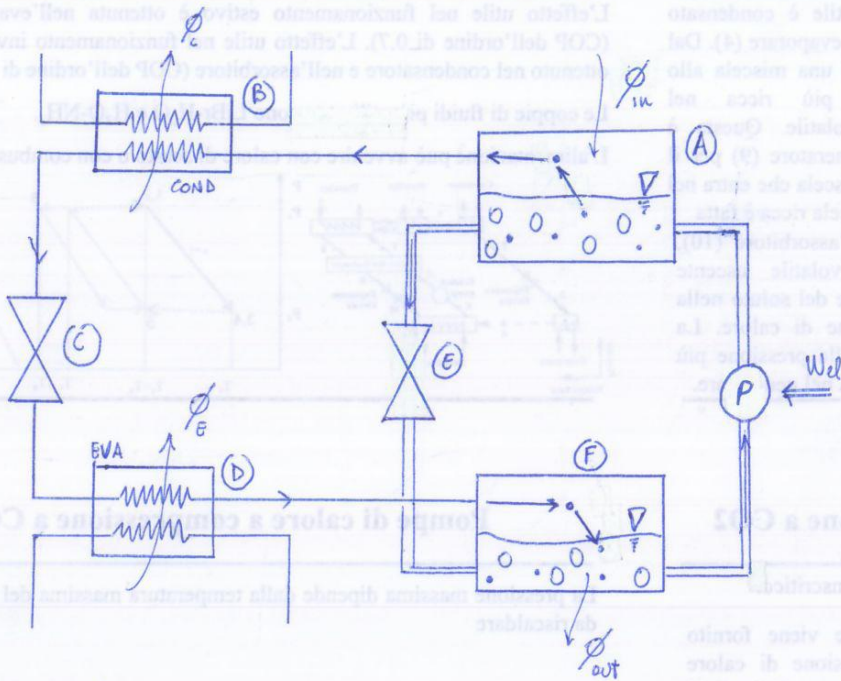
La compressione di vapore è sostituita da calore fornito dall'esterno e dal pompaggio di un liquido. Si utilizza una coppia di fluidi in soluzione e un solvente. Nel generatore (assorbente) è fornito calore dall'esterno (70-120 °C) attraverso il quale si ottiene l'evaporazione del fluido più volatile (soluto). Il composto volatile passa in un refrigeratore, per cui si ottiene la condensazione (fase calda) (1).

Altre soluzioni tecnologiche

In luogo di pompe di calore a compressione di vapore possono essere impiegate macchine ad assorbimento a compressione diretta. Queste macchine sono alimentate con combustibile (gas naturale). Sono caratterizzate da COP inferiori (1,25-1,7). Si riduce la superficie di scambio con il terreno (circa 70% in meno).

* Pompe di calore ad assorbimento

In queste macchine la compressione del vapore è sostituita da calore fornito dall'esterno e dal pompaggio di un liquido



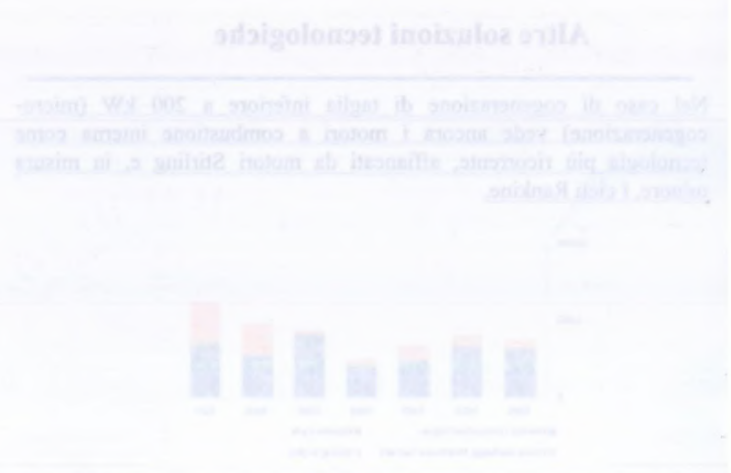
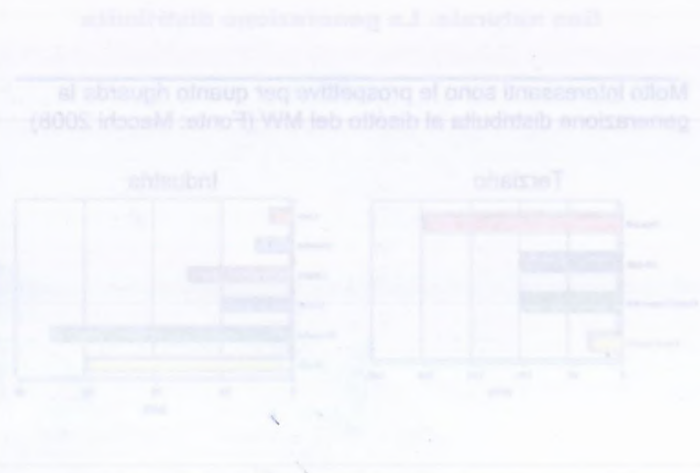
- (A) Fornendo calore ϕ_{in} alla miscela se ne separano i componenti: il refrigerante evapora mentre il solvente rimane liquido
- (B) Il refrigerante (vapore) cede calore utile nel condensatore
- (C) Il refrigerante si espande nella valvola
- (D) Il refrigerante (liquido) assorbe calore utile nell'evaporatore
- (E) la miscela (povera di refrigerante) passa nella valvola per andare nella camera di assorbimento
- (F) Il refrigerante (vapore) proveniente dall'evaporatore si miscela con il solvente. Allo miscela si sottrae il calore ϕ_{out} , il che permette al refrigerante di passare alla fase liquida e viene assorbito dal solvente
- (G) la miscela liquida ($l: h \Rightarrow \phi_{hh}$) viene pompata

Piccola cogenerazione → Produzione combinata di energia elettrica e termica con impianti di piccola taglia

* COGENERAZIONE DISTRIBUITA (< 10 MW) } le principali tecnologie sono motori a combustione interna, TG e TV

* PICCOLA COGENERAZIONE (1 MW)

* PICCOLA COGENERAZIONE (< 200 kW) } Principale tecnologie sono motori a combustione interna e motori Stirling



La generazione distribuita

A livello di tecnologia per la cogenerazione distribuita sono disponibili le seguenti soluzioni (relazione da For 2005)

Tecnologia	Efficienza elettrica (%)	Efficienza termica (%)	Efficienza globale (%)
Motori a combustione interna (MCI)	35-45	50-60	60-70
Motori Stirling	30-40	50-60	60-70
Motori a combustione interna (MCI) con ciclo ORC	35-45	50-60	60-70
Motori Stirling con ciclo ORC	30-40	50-60	60-70

⇒ Analisi delle tecnologie per cogenerazione

* MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

Nei motori a c.i. il rendimento netto è $\eta \approx 50\%$. Di questo quota metà proviene dal recupero del calore dei fumi e metà proviene dal recupero del calore di olio e acqua di raffreddamento. Il calore recuperato dai circuiti olio e acqua è disponibile a basse T , quindi viene usato per iniziare in parallelo il progressivo riscaldamento dell'acqua di lavoro. Tale riscaldamento è più concluso grazie al calore recuperato dai fumi disponibili a T maggiori.

* MICROTURBINE

Per le turbine ASSIALI l'abbassamento della potenza oltre valori di 10 MW provoca dei drastici cali di efficienza e relativi aumenti di costo ⇒ NON VA BENE! ⇒ le turbine RADIALI con compressore centrifugo e turbina centrifuga ⇒ Questa configurazione presenta 2 caratteristiche

1) DIMINUIZIONE POTENZA ⇒ RIDUZIONE PORTATA ⇒ RIDUZIONE DIMENSIONI

In generale la riduzione delle dimensioni della turbina provoca un aumento della velocità di rotazione ω e quindi di velocità tangenziale u

$$u = \omega r \Rightarrow \omega = \frac{u}{r} \Rightarrow \text{se } r \downarrow \text{ allora } \omega \uparrow$$

⇒ Il problema principale è che ottenendo turbine di piccola taglia bisogna considerare alte velocità di rotazione che non sempre sono sopportabili dalla macchina.

2) Per limitare i costi di compressione bisogna usare 1 solo stadio di compressione \Rightarrow I turbocompressori radiali sono caratterizzati da alti rapporti di compressione per il singolo stadio \Rightarrow Sono perfetti per questa applicazione

Nelle microturbine un aumento dello T di ingresso turbina determina

* AUMENTO EFFICIENZA

* POTENZE PIU' ELEVATE

* AUMENTO RAPPORTO

$$\frac{P_{mecc}}{\dot{Q}_{term}}$$

} Buono del pt. di visto economico



Cicli: ORC → Utilizzano fluidi ad elevata massa molecolare ⇒ PM ↑↑

→ la scelta del fluido dipende dalle T richieste alle sorgenti/pozzi di calore

Sono come i cicli a vapore eccetto

Microturbine
Emersioni

Microturbine
TIT

Infine aumenta il rapporto tra potenza meccanica e termica, anche questo positivo dal punto di vista economico.



Microturbine
Fuori progetto

Microturbine

Turbine

Compressore



Compressore	Turbina	Temperatura (K)	Efficienza (%)
1	1	700	65
2	2	800	60
3	3	900	55
4	4	1000	50
5	5	1100	45
6	6	1200	40
7	7	1300	35
8	8	1400	30
9	9	1500	25
10	10	1600	20

Ciclo ORC

Ciclo ORC - Caratteristiche ideali dei fluidi

I CCE (Ritorno Organico) (ORC) utilizzano un fluido ad elevato peso molecolare al posto dell'acqua. La scelta del fluido dipende molto dalla temperatura alla quale è disponibile la sorgente termica. Le caratteristiche principali da considerare nella scelta sono:

- Fluidi secchi (pendenza positiva della dp/dT) o debolmente umidi
- Elevata entalpia di evaporazione
- Bassa viscosità e aggressività
- Bassa infiammabilità
- Calore specifico del liquido e del vapore prossimi



POLITECNICO DI TORINO

Vittorio Verda

COMPLEMENTI DI ENERGETICA – I rifiuti solidi urbani



I rifiuti solidi urbani come risorsa

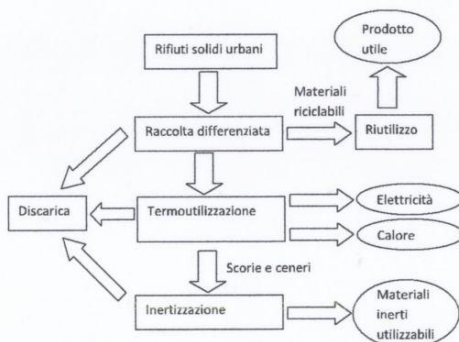
- Il ciclo dei rifiuti solidi urbani
- Analisi merceologica e chimica. Effetti della raccolta differenziata
- Combustione, gassificazione, pirolisi
- Impianti di termovalorizzazione

V. Verda – Complementi di energetica

16/12/2013



Il ciclo dei rifiuti solidi urbani



V. Verda – Complementi di energetica

16/12/2013



Il ciclo dei rifiuti solidi urbani

Le principali modifiche rispetto a uno scenario che prevedeva il conferimento in discarica come scelta prevalente e gli impianti di incenerimento come termodistruttori (cioè finalizzati alla riduzione di volume dei rifiuti) sono state apportate dal D.L. 5 Febbraio del 1997, n. 22 (noto come Decreto Ronchi)

L'art. 4 imponeva il recupero ovvero:

- il reimpiego ove possibile nel ciclo produttivo e forme di recupero per ottenere materia prima dai rifiuti;
- l'utilizzo principale dei rifiuti a valle della raccolta differenziata come combustibile o come altro mezzo per produrre energia.

V. Verda – Complementi di energetica

16/12/2013



Il ciclo dei rifiuti solidi urbani

Il decreto fissava vincoli temporali per la raccolta differenziata:

15% entro due anni dall'entrata in vigore del Dlgs 22/97

25% entro quattro anni

35% a partire dal sesto anno



Il ciclo dei rifiuti solidi urbani

Attualmente la materia è regolata dal Decreto Legislativo 3 aprile 2006, n. 152 e da leggi regionali (In Piemonte la L.R. 24/02).

Gli obiettivi previsti per la raccolta differenziata sono:

- il 60% entro il 31 dicembre 2011
- il 65% entro il 31 dicembre 2012

Questo quadro condiziona in modo determinante le caratteristiche qualitative e quantitative del rifiuto indifferenziato e conseguentemente quelle degli impianti che dovranno trattarlo

V. Verda – Complementi di energetica

16/12/2013

V. Verda – Complementi di energetica

16/12/2013

Le tabelle A e B sono usate per calcolare p.c.i. dei rifiuti e l'aria teorica necessaria alla loro combustione

⇒ Calcolo p.c.i.

* Per ogni frazione merceologica si calcola la PERCENTUALE DI RIFIUTO SECCO come

$$\% \text{ secco} = \% \text{ t.g.} \cdot (1 - \% \text{ H}_2\text{O, t.g.}) \quad \text{con} \quad \begin{cases} \% \text{ t.g.} = \text{colonna 2(A)} \\ \% \text{ H}_2\text{O, t.g.} = \text{colonna 3(A)} \end{cases}$$

* Per ognuna delle frazioni merceologiche si calcolano le quantità di ogni elemento in essa presenti

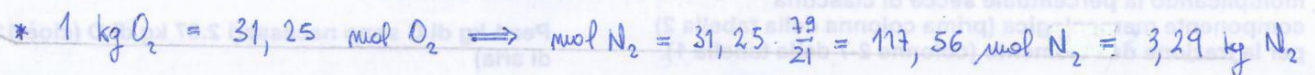
Tali quantità di ciascun elemento sono ottenute moltiplicando la % di rifiuto secco (colonna 2(B)) per la frazione dell'elemento (colonne 3-8(B))

$$\text{quantità elemento } x \text{ in frazione merceologica } y = \% \text{ secco, } y \cdot \% x \text{ in } y$$

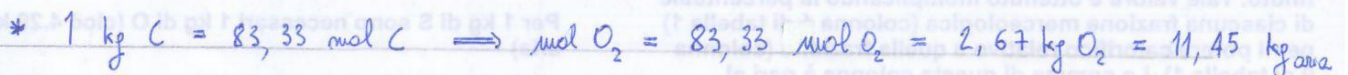
* Per ogni frazione merceologica, conoscendo le quantità di elemento che contiene, si calcola il contributo di quella frazione al p.c.i. totale. Sommando tutti i contributi si ottiene il p.c.i. totale

⇒ Calcolo aria teorica di combustione

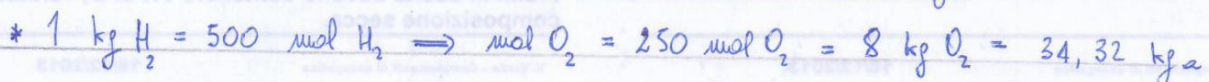
La quantità di aria teorica si calcola tenendo conto che



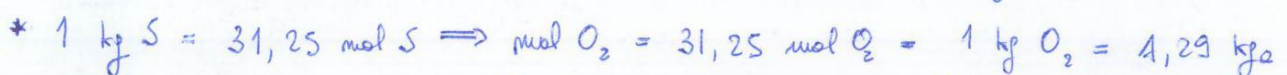
⇒ Per ogni kg di O₂ ce ne sono 4,29 kg di aria



⇒ Per 1 kg C servono 11,45 kga



⇒ Per 1 kg H₂ servono 34,32 kga



⇒ Per 1 kg S servono 4,29 kga

l'utilizzo dei rifiuti a scopo energetico avviene tramite la combustione in forni

Quindi avremo CONBUZIONE RIFIUTI ^(A) → RECUPERO TERMICO DA FUMI ^(B) → DEPURAZIONE FUMI ^(C)

A) CONBUZIONE RIFIUTI

la combustione dei rifiuti avviene nei FORNI A GRIGLIA.

la griglia serve a sostenere il rifiuto, farlo avanzare e rimescolandolo, in modo che la combustione sia il più completa possibile. la combustione avviene in 3 fasi

* ESSICAMENTO (100-300 °C) prima di entrare nel forno

* PIROLISI (400-700 °C) e GASSIFICAZIONE (700°C - 1000°C), su parte centrale della griglia

Processo termochimico in cui il rifiuto è sottoposto ad alte T in assenza di O₂.

Tale processo converte il rifiuto solido in prodotti liquidi e/o gassosi da utilizzarsi come combustibile.

Processo termochimico in cui i materiali organici sono sottoposti ad alte T in forte difetto d'ossigeno.

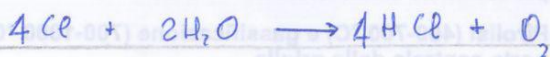
Tale processo scinde le lunghe catene carboniose in molecole più semplici che formano il syngas, o suo equivalente combustibile.

* CONBUZIONE (800-1400 °C) su griglia e in corso combustione

Problemi derivanti

1) Volatilizzazione metalli presenti nei rifiuti

2) Fenomeni di corrosione dovuti alla presenza di alogenuri F, Cl



3) Formazione NO_x da N₂ nei rifiuti

4) Formazione DIOSSENE (al fine di ridurre la formazione di diossine è necessario che i fumi si mantengano ad almeno 850 °C per almeno 2 secondi → questa influenza il dimensionamento del forno)

5) Il tipo di rifiuto e il suo p.c.i. influenzano il tipo di

- * se $pci < 5 \frac{MJ}{kg} \Rightarrow$ COMBUSTIBILE AUSILIARIO + CAMERA COMBUSTIONE ADIABATICA
- * se $pci = 6 - 7 \frac{MJ}{kg} \Rightarrow$ CAMERA COMBUSTIONE ADIABATICA
- * se $pci > 8 \frac{MJ}{kg} \Rightarrow$ in questo caso è necessario raffreddare sia le griglie che le pareti

FATTORI PER IL DIMENSIONAMENTO

- 1) CARICO TERMICO SPECIFICO $[\frac{MJ}{m^2h}] \rightarrow$ Voluto le selezioni termiche della griglia e ne determina quindi i materiali di costruzione
- 2) CARICO TERMICO VOLUMETRICO $[\frac{MJ}{m^3h}] \rightarrow$ Determina dimensioni griglia
- 3) TEMPO PERMANENZA RIFIUTI IN C.C. [min]
- 4) TEMPO PERMANENZA FUMI [s] \rightarrow Determina lunghezza camera
- 5) TEMPERATURA DI FUNZIONAMENTO

Il dimensionamento del forno è effettuato sulla base di:

- Carico termico specifico (700-2500 MJ m² h⁻¹): Questo parametro è utilizzato per valutare le selezioni termiche della griglia e condiziona la scelta dei materiali e del sistema di raffreddamento.
- Carico termico volumetrico (250-550 MJ m³ h⁻¹): Tale parametro consente di determinare le dimensioni della griglia stessa.
- Tempo di permanenza del rifiuto (30-60 minuti)
- Tempo di residenza dei fumi (2-5 s): Da questo dipende la lunghezza della camera
- Temperatura di esercizio (850 - 950 °C)

Con un potere calorifico inferiore minore di 5 MJ/kg è necessario l'utilizzo di un combustibile ausiliario e la camera di combustione è adiabatica.

Con un potere calorifico inferiore dall'ordine di 6-7 MJ/kg la camera di combustione è adiabatica.

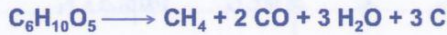
Con un potere calorifico inferiore superiore a 8 MJ/kg non è necessario l'utilizzo di un combustibile ausiliario e la griglia deve essere raffreddata. Il raffreddamento con acqua rispetto all'aria, consente un recupero del calore nel ciclo termidinamico e, potenzialmente, una riduzione della portata di aria e quindi delle perdite al camino. Con elevati poteri calorifici è necessario anche il raffreddamento delle pareti per ridurre la formazione di incrostazioni da sovrariscaldamento.



Combustione, gassificazione, pirolisi

Una alternativa alla combustione è rappresentata dagli impianti di gassificazione e pirolisi.

La pirolisi è un processo di degradazione termica in assenza di ossigeno. Nel caso per esempio della cellulosa si ha



V. Verda - Complementi di energetica

16/12/2013



Combustione, gassificazione, pirolisi

I prodotti sono costituiti da:

15-30% in peso di frazione gassosa (percentuale crescente con la temperatura), contenente H₂, CO, CO₂ e idrocarburi leggeri. Il potere calorifico è dell'ordine di 8000-13000 kJ/Nm³.

50-60% in peso di liquido, costituito da sostanze organiche quali alcoli, idrocarburi condensabili e un elevato tenore di acqua (60-80%). Il potere calorifico è dell'ordine di 4000-8500 kJ/kg.

20-30% in peso di residui solidi contenenti sostanze a base carboniosa, con potere calorifico inferiore dell'ordine di 21000-25000 kJ/kg.

V. Verda - Complementi di energetica

16/12/2013



Combustione, gassificazione, pirolisi

La gassificazione è invece un processo di ossidazione parziale in difetto di ossigeno.

Le principali difficoltà di questi impianti sono legate alla presenza di particolato, gas acidi (HCl, H₂S) e alcalini (NH₃), nonché dagli idrocarburi pesanti condensabili (TAR). Questi ultimi danno origine a depositi oleosi già a 250-300 °C, determinando problemi di sporcamento delle superfici.

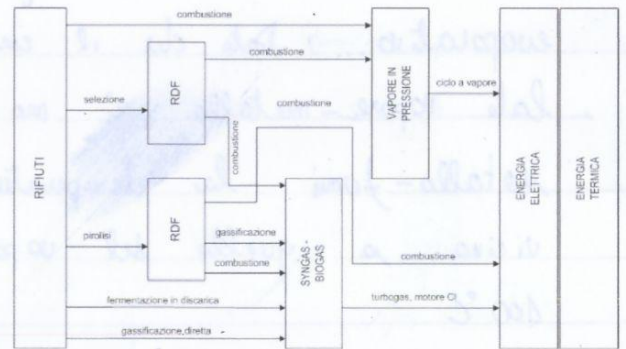
L'interesse per i sistemi di pirolisi e gassificazione sta nella maggiore efficienza globale attesa rispetto agli impianti a combustione.

V. Verda - Complementi di energetica

16/12/2013



Impianti di termovalorizzazione



V. Verda - Complementi di energetica

16/12/2013

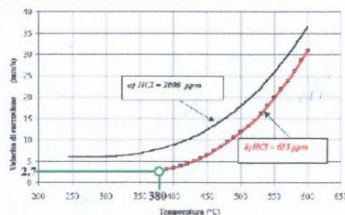


Impianti di termovalorizzazione

Il recupero termico dalla combustione è effettuato in una caldaia per la produzione di vapore.

Rispetto agli impianti che utilizzano combustibili fossili, in questo caso sono presenti problematiche di corrosione a caldo che impongono limiti sulla massima temperatura di metallo.

E' possibile aumentare tali limiti impiegando materiali adeguati, ma giustificati solo in impianti di grandi dimensioni.



V. Verda - Complementi di energetica

16/12/2013



Impianti di termovalorizzazione

Al fine di limitare la temperatura di metallo in corrispondenza dei fumi uscenti dalla camera di combustione (fumi a temperatura > 850 °C), il primo banco di scambiatori di calore è costituito da evaporatori. La differenza tra i coefficienti di scambio termico convettivo lato gas e vapore consente infatti di avere una temperatura di metallo prossima alla temperatura del vapore.

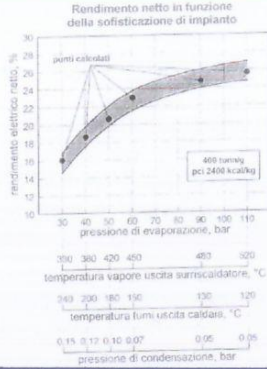
La temperatura di vapore in ingresso alla turbina risulta pertanto limitata a valori dell'ordine di circa 400 °C in impianti non particolarmente complessi e circa 450 °C in impianti che fanno utilizzo di materiali più resistenti alla corrosione (e quindi più costosi).

V. Verda - Complementi di energetica

16/12/2013



Impianti di termovalorizzazione

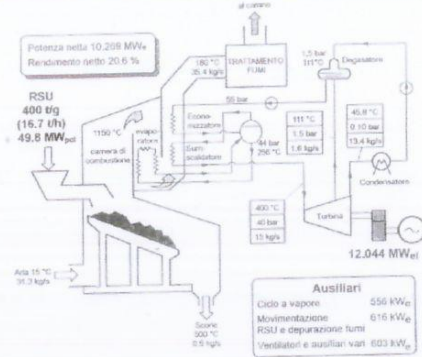


V. Verda - Complementi di energetica

16/12/2013



Impianti di termovalorizzazione

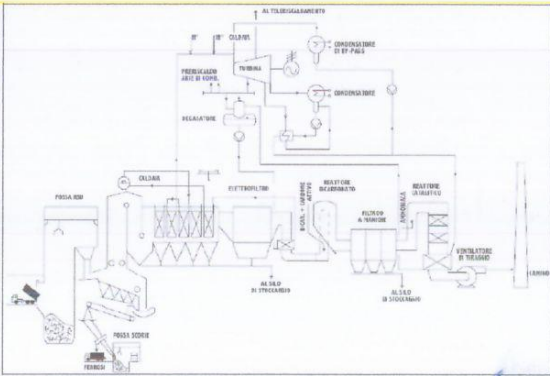


V. Verda - Complementi di energetica

16/12/2013



Impianti di termovalorizzazione

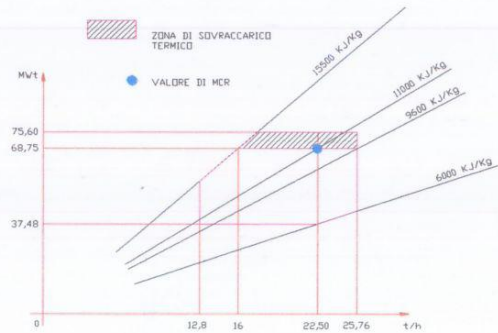


V. Verda - Complementi di energetica

16/12/2013



Impianti di termovalorizzazione

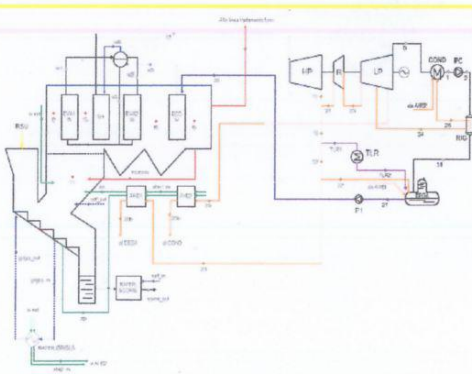


V. Verda - Complementi di energetica

16/12/2013



Impianti di termovalorizzazione



V. Verda - Complementi di energetica

16/12/2013



Impianti di termovalorizzazione

- $P_{in} = G \cdot PCI = 4873 \frac{kg}{s} \cdot 12,5 \frac{MJ}{kg}$
 $G = 4873 \frac{kg}{s} = 61 \text{ GW}$
 $PCI = 12,5 \frac{MJ}{kg}$
- Dati impianto di Torino:**
- Portata di rifiuti: 421000 t/giorno (PCI: 11.7-13.7 MJ/kg)
 - Filtraggio fumi con filtro a maniche ed elettrofiltro
 - Reattore de-SOx a carboni attivi e de-NOx catalitico
 - Potenza elettrica: 62.2 MW (39.5 MW in massima cogeneraz)
 - Potenza ausiliari: 9 MW
 - Potenza termica in massima cogenerazione: 106 MW
 - Pressione vapore vivo: 60 bar
 - Pressione massima: 72 bar

V. Verda - Complementi di energetica

16/12/2013

$$\Rightarrow c_{cal} = \frac{1}{\eta_{th}} \cdot \frac{62,2 - 39,5}{106}$$

$$\eta_{th} =$$



POLITECNICO DI TORINO

Vittorio Verda

COMPLEMENTI DI ENERGETICA – Teleriscaldamento



Teleriscaldamento, pompe di calore, micro-cogenerazione

La riduzione del fabbisogno è più facilmente applicabile nel caso di edifici nuovi, già concepiti come low energy buildings.

Interventi di retrofit su edifici esistenti comportano maggiori problematiche dai punti di vista tecnico ed economico, ma presentano punti di interesse, come riportato nel seguito.

La razionalizzazione della fornitura di calore può essere perseguita con:

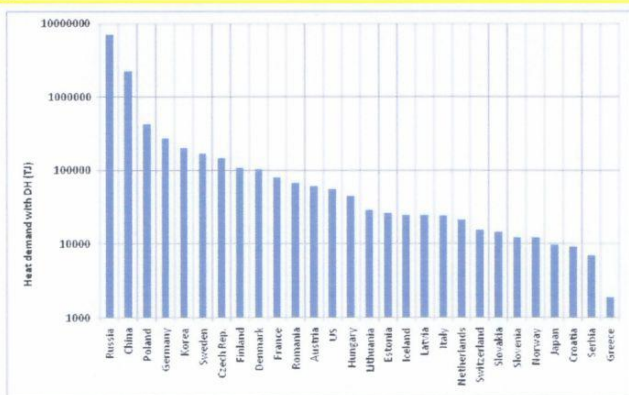
- Generazione centralizzata e distribuzione attraverso rete (teleriscaldamento)
- Generazione distribuita

V. Verda - Complementi di energetica

7/10/2013



Teleriscaldamento



V. Verda - Complementi di energetica

7/10/2013



Teleriscaldamento, pompe di calore, micro-cogenerazione

La pianificazione ottimale di sistemi energetici territoriali è un problema estremamente articolato e complesso. In queste note si intendono approfondire alcuni aspetti legati alle possibili scelte che possono essere operate nel settore del riscaldamento urbano e alle variabili in gioco.

La razionalizzazione dei fabbisogni di calore per riscaldamento può essere operata seguendo due strategie differenti, che per alcuni aspetti possono essere combinate, mentre per altri sono in competizione:

- 1) Riduzione del fabbisogno
- 2) Fornitura con impianti a fonti rinnovabili o sistemi a bassa incidenza in termini di energia primaria

V. Verda - Complementi di energetica

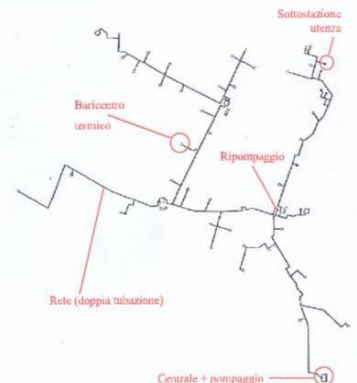
7/10/2013



Teleriscaldamento

Un sistema di teleriscaldamento si compone di:

- 1) Una o più centrali termiche,
- 2) Rete di trasporto/distribuzione
- 3) Utenze (ciascuna con sottostazione di scambio)
- 4) Sistema di pompaggio, eventualmente suddiviso in più stazioni di pompaggio



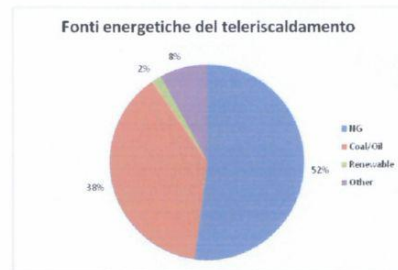
V. Verda - Complementi di energetica

7/10/2013



Teleriscaldamento

La somma dei precedenti contributi è di 0.264 Gtoe (11 EJ), corrispondenti a circa 9% del fabbisogno energetico mondiale destinato al settore dell'edilizia (circa 2.9 Gtoe, 122 EJ).



V. Verda - Complementi di energetica

7/10/2013

Un sistema di teleriscaldamento si compone di 5 parti

① UTENZA e SOTTOSTAZIONE DI SCAMBIO

* Calcolo fabbisogni dell'utenza

Flusso termico massimo
(condizioni di progetto)

$$\dot{Q}_{max} = \frac{n V (T_{int} - T_{est})}{1000} \quad [kW]$$

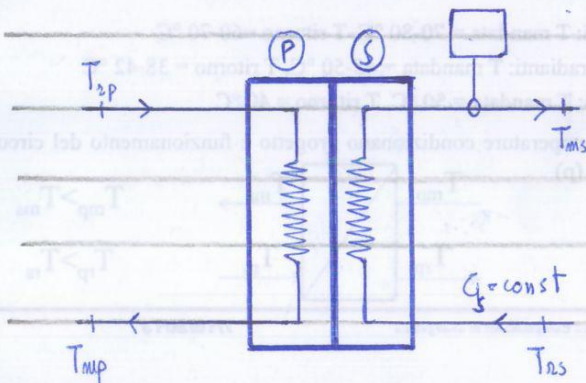
$$\left\{ \begin{array}{l} V = \text{volume utenza} \\ T_{int} = T \text{ interna di progetto} \\ T_{est} = T \text{ esterno di progetto} \\ n = 0.9 \text{ per edifici vecchi} \\ \quad = 0.4 \text{ per " nuovi} \end{array} \right.$$

Energia termica totale
fornita all'utenza

$$Q = \frac{n V GG h}{1000}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} GG = \text{gradigiorno} \\ h = n^{\circ} \text{ ore accensione divano} \end{array} \right.$$

* Funzionamento sottostazioni scambio



$$\left\{ \begin{array}{l} \text{RADIATORI} \left\{ \begin{array}{l} T_m = 70-80^{\circ}C \\ T_r = 60-70^{\circ}C \end{array} \right. \\ \text{PANNELLI RADIANTI} \left\{ \begin{array}{l} T_m = 45-50^{\circ}C \\ T_r = 38-42^{\circ}C \end{array} \right. \\ \text{FAN COILS} \left\{ \begin{array}{l} T_m = 50^{\circ}C \\ T_r = 40^{\circ}C \end{array} \right. \end{array} \right.$$

* tab reversivo

→ A) CONDIZIONI DI PROGETTO

In condizioni di progetto la temperatura di mandata del secondario (T_{ms}) e la temperatura di ritorno del secondario (T_{rs}) DIPENDONO DAL TIPO DI TERMINALE DI RISCALDAMENTO.

A loro volta le temperature di mandata e ritorno del primario dipendono dalle T al secondario

B) FUNZIONAMENTO REALE

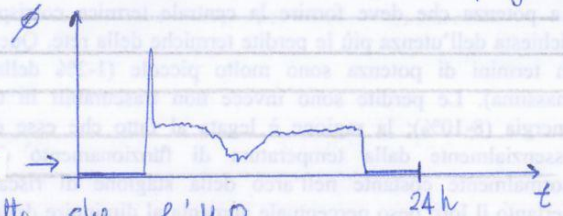
Al variare della T esterna variano i fabbisogni dell'utenza

⇒ Durante il funzionamento reale la regolazione del sistema (al fine di adattarsi ai fabbisogni) avviene mediante la regolazione della T_{ms} .

$$T_{ms} = T_{int} + \frac{T_{int} - T_{ext}}{T_{int} - T_{ext,PROG}} (T_{M,PROG} - T_{int})$$

$T_{int} = T$ da mantenere in ambiente
 $T_{ext} = T$ ambiente ext
 $T_{ext,PROG} = T$ " " di progetto
 $T_{M,PROG} = T$ mandata di progetto

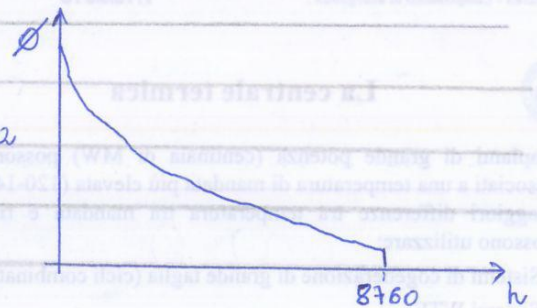
la T_{ms} varia di conseguenza



Un tipico diagramma di carico GIORNALIERO è →
 Il picco di richiesta mattutino è dovuto al fatto che l' H_2O nel circuito secondario si è raffreddata durante lo spegnimento notturno ⇒ In ogni caso il flusso gestito dallo scambiatore è maggiore a quello di progetto

Un tipico diagramma di carico ANNUALE è →

⇒ la centrale funziona alla massima potenza solo per poche ore all'anno e di solito i picchi di richiesta sono coperti da calore di integrazione. Per la maggior parte del tempo la centrale funziona a carico ridotto



② CENTRALE TERMICA

la configurazione della centrale dipende dalla potenza e dall'energia necessarie

IMPIANTI DI PICCOLA POTENZA

($P \approx 10$ MW)

Funzionano con T di mandata bassa ($\approx 90^\circ C$) e ΔT tra mandata e ritorno piccola ($\approx 30^\circ C$)

Si usano:

- * sistemi di piccola cogenerazione (motori c.i., TG)
- * Risc. geotermiche
- * Caldaie biomasse
- * Collettori solari

IMPIANTI DI GROSSA POTENZA

($P \approx 100$ MW)

Funzionano con T mandata elevata ($\approx 130^\circ C$) e ΔT tra mandata e ritorno più grossa

Si usano

- * sist. di grossa cogenerazione (cicl. combinati)
- * carbone o biomasse

lavorare con T più alte conviene poiché

$$G = \frac{\phi}{c(T_m - T_n)} \quad \text{se} \quad \begin{cases} \phi = \text{const} \\ T \uparrow \uparrow \end{cases} \Rightarrow G \downarrow \downarrow$$

Se $G \downarrow \downarrow \Rightarrow$ $\left. \begin{aligned} W_p &= G \frac{\Delta P}{\rho} \Rightarrow W_p \downarrow \downarrow \\ G &= \frac{\rho \pi D^2}{4} \cdot v \Rightarrow D \downarrow \downarrow \end{aligned} \right\}$ Se uso T più alte abbasso la potenza richiesta dal pompaggio e il diametro delle tubazioni

③ RETI DI TRASPORTO E DISTRIBUZIONE

Le reti di tele riscaldamento possono essere

- * ad ALBERO (aperte)
- * a MAGLIE (chiuso)

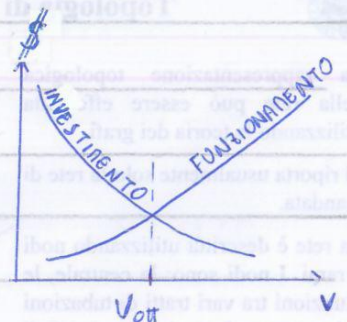
I vantaggi della magliatura sono due

- 1) In caso di malfunzionamento è più facile isolare il tratto da riparare
- 2) Minori cadute di pressione e minori costi richiesti dal pompaggio

\Rightarrow Dimensionamento tecnico-economico delle tubazioni

* Calcolo velocità ottimale

$$\left[\begin{aligned} W_p &= G \left(\frac{L}{D} + \beta \right) v^2 \Rightarrow \text{se } v \uparrow \Rightarrow W_p \uparrow \Rightarrow \text{COSTI FUNZIONAN.} \uparrow \uparrow \\ G &= \rho \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) v \Rightarrow \text{se } v \uparrow \Rightarrow D \downarrow \Rightarrow \text{COSTI INVESTIMENTO} \downarrow \downarrow \end{aligned} \right.$$



* Calcolo diametro ottimale

Dato che lo portata di progetto è nota a priori (poiché dipende dalle T di mandata e del tipo di terminale di riscaldamento) il diametro ottimale è

$$D_{ott} = \sqrt{\frac{4G}{\rho \pi v}}$$



Metodo nodale: il modello fluidodinamico

Equazione di conservazione della massa ai nodi

$$A G + G_{ex} = 0$$

Inoltre, la variazione di pressione totale in un ramo si può esprimere

$$\Delta P = A^T P$$

La portata nei rami può quindi essere scritta:

$$G = \text{diag}(Y) \Delta P = \text{diag}(Y) A^T P$$

V. Verda - Complementi di energetica

7/10/2013



Metodo nodale: il modello fluidodinamico

Sostituendo questa equazione nell'equazione di conservazione della massa, si ha

$$[A \text{diag}(Y) A^T] P + G_{ex} = 0$$

cioè

$$H_p P + G_{ex} = 0$$

Nei nodi in comunicazione con l'esterno (utenze o centrale) deve essere imposta una condizione al contorno di pressione nota o portata estratta nota

V. Verda - Complementi di energetica

7/10/2013



Metodo nodale: il modello fluidodinamico

Le portate estratte nei nodi si impongono direttamente nel vettore G_{ex} .

Le pressioni note si impongono modificando la matrice dei coefficienti H_p e il vettore dei termini noti G_{ex} . L'imposizione della pressione nel nodo n-esimo è effettuata:

- Tutti i termini della riga n-esima della matrice dei coefficienti sono posti uguali a zero, tranne il termine sulla diagonale che è posto pari a 1.

- Il termine nella riga n del vettore dei termini noti è posto pari al valore della pressione nota in quel nodo, con un segno negativo.

V. Verda - Complementi di energetica

7/10/2013



Metodo nodale: il modello fluidodinamico

E' quindi possibile determinare le pressioni nei nodi:

$$P = \underbrace{(\tilde{H}_p)^{-1}}_{\text{Matrice dei coefficienti e vettore termini noti modificati con le condizioni al contorno}} \tilde{G}_{ex}$$

Tali valori devono essere utilizzati per calcolare iterativamente i termini Y fino a convergenza delle pressioni stesse. La portata in massa che percorre ciascun ramo si determina:

$$G = \text{diag}(Y) A^T P$$

Qualora si risolva un problema di progetto, può essere necessario rideterminare i diametri dei rami sulla base delle portate effettivamente circolanti.

V. Verda - Complementi di energetica

7/10/2013

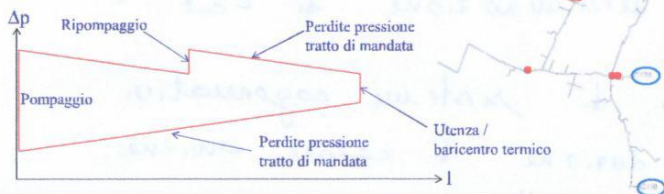


Le centrali di pompaggio

Devono consentire il raggiungimento di tutte le utenze con la portata di progetto.

Le utenze più favorite devono essere regolate con valvole.

Nel caso di reti più estese possono essere necessarie più stazioni di pompaggio



V. Verda - Complementi di energetica

7/10/2013



Accumulo termico

In inverno l'utilizzo di sistemi di accumulo consente di ridurre l'energia fornita dalle caldaie. I sistemi più razionali (es. CHP) funzioneranno nelle ore notturne in modo da caricare gli accumulatori che saranno poi utilizzati di giorno in sostituzione almeno parziale delle caldaie.

Nelle mezze stagioni, qualora la cogenerazione sia ottenuta con configurazione ad estrazione e che la potenza termica fornita dal CHP sia sufficiente al fabbisogno, è possibile ridurre la produzione termica a vantaggio di quella elettrica. In tal caso il beneficio è economico, in quanto il calore è prodotto di notte (quando l'energia elettrica è meno pregiata) e si aumenta la produzione di energia elettrica diurna.

La tipologia di accumulo usualmente utilizzata nei sistemi di teleriscaldamento è quella che sfrutta il calore sensibile

V. Verda - Complementi di energetica

7/10/2013

ACCUMULO TERMICO A CAMBIAMENTO DI FASE



Accumulo termico

Un sistema di accumulo termico in una rete di teleriscaldamento può essere installato:

- Sul circuito primario;
- Sul circuito secondario (presso l'utenza);
- Tra il circuito primario e secondario.

La principale differenza tra queste tipologie è costituita dalla temperatura di accumulo (carica) e quella di utilizzo (scarica). Quando la differenza di temperatura tra mandata e ritorno è ridotta, può essere efficace l'utilizzo di sistemi di accumulo basati sullo sfruttamento del calore latente associato a cambiamento di fase (PCM). Questa tecnologia è un tema di ricerca di grande interesse.

V. Verda - Complementi di energetica

7/10/2013

L'accumulo termico con materiali a cambiamento di fase rispetto all'accumulo con acqua presenta un potenziale vantaggio in termini di energia immagazzinabile a parità di volume, si adatta quindi per sistemi distribuiti sul territorio.

V. Verda - Complementi di energetica

7/10/2013



Accumulo termico

La valutazione della dimensione ottimale del sistema di accumulo necessita che sia determinato il fabbisogno di energia primaria associato alla produzione di calore

Nel caso di caldaia, l'energia primaria richiesta per la produzione di una unità di energia termica è pari all'inverso dell'efficienza termica:

$$c_{e,cal} = \frac{1}{\eta_t}$$

$c_{e,cal}$ è l'energia primaria richiesta per la produzione dell'unità di calore in centrale [kWh/kWh].

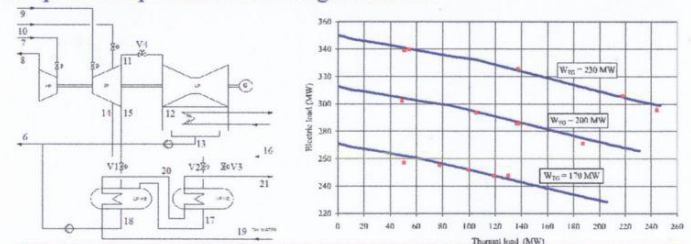
V. Verda - Complementi di energetica

7/10/2013



Energia primaria richiesta per la produzione di calore

Nel caso di impianti di cogenerazione, questa valutazione è più articolata e, in alcuni casi, comporta un certo grado di arbitrarietà. Una situazione particolarmente agevole è quella degli impianti cogenerativi ad estrazione, nei quali la produzione di calore avviene dalla condensazione di valore estratto dalla turbina. La produzione di calore avviene quindi a discapito della produzione di energia elettrica.



V. Verda - Complementi di energetica

7/10/2013



Energia primaria richiesta per la produzione di calore

Per il ciclo combinato denominato "terzo gruppo" di Moncalieri, la produzione di 240 MW di calore comporta la mancata produzione di 50 MW. Poiché l'efficienza dell'impianto in assetto 100% elettrico è circa 0.59, l'energia primaria associata a una unità di potenza termica è

$$c_{e,cal} = \frac{1}{\eta_{el}} \cdot \frac{\Delta W_{el}}{\Delta \Phi} = \frac{1}{0.59} \cdot \frac{50}{240} = 0.353$$

Il valore medio annuo di questo costo energetico deve tenere conto della percentuale di produzione dalla cogenerazione e dalle caldaie di integrazione. L'utilizzo dell'accumulo termico permette di aumentare la percentuale di calore prodotta da cogenerazione

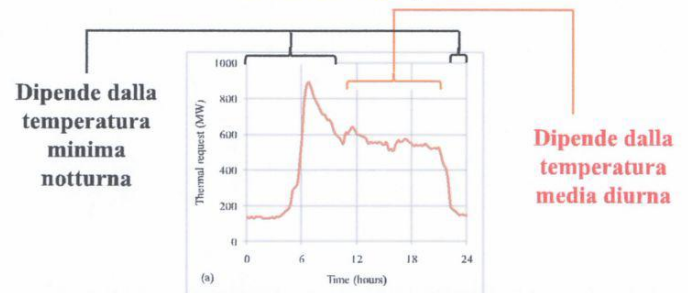
V. Verda - Complementi di energetica

7/10/2013



Carico termico

L'analisi dei fabbisogni nel periodo di riscaldamento (15 Ottobre – 15 Aprile) evidenzia che la curva di richiesta giornaliera è di fatto caratterizzata da 2 parti:

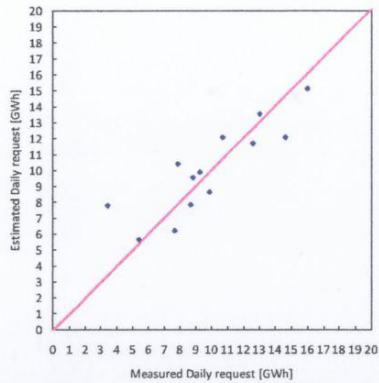


V. Verda - Complementi di energetica

7/10/2013

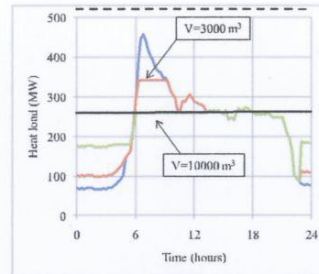


Thermal load

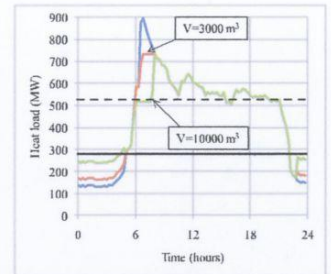


V. Verda - Complementi di energetica

7/10/2013



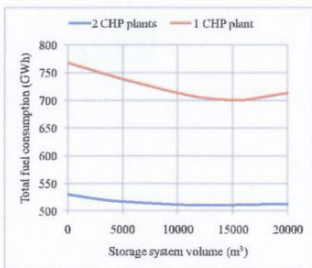
Giorno tipico di Ottobre



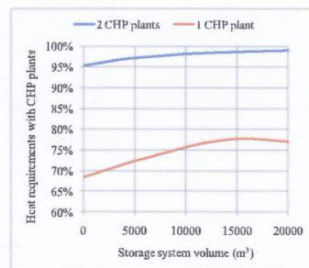
Giorno tipico di Dicembre

V. Verda - Complementi di energetica

7/10/2013



Fabbisogno di combustibile per riscaldamento



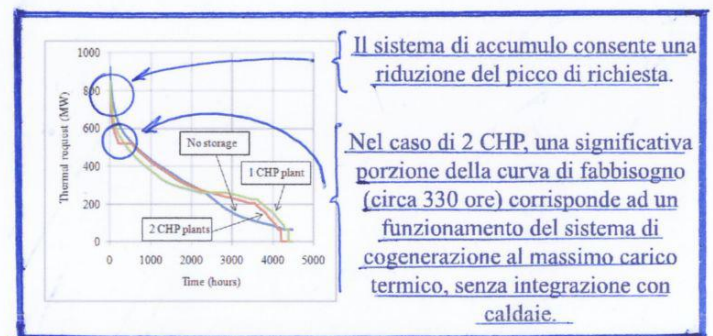
Fabbisogno energetico fornito da CHP

V. Verda - Complementi di energetica

7/10/2013



Ottimizzazione del volume di accumulo



Il sistema di accumulo consente una riduzione del picco di richiesta.

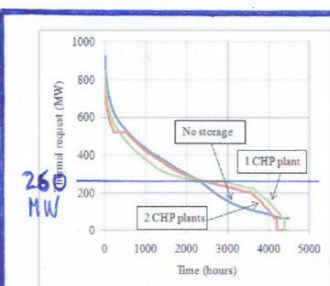
Nel caso di 2 CHP, una significativa porzione della curva di fabbisogno (circa 330 ore) corrisponde ad un funzionamento del sistema di cogenerazione al massimo carico termico, senza integrazione con caldaie.

V. Verda - Complementi di energetica

7/10/2013



Ottimizzazione del volume di accumulo



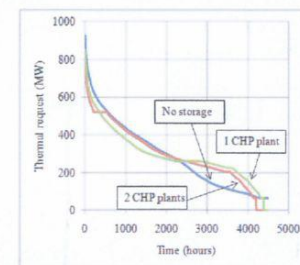
Nel caso di fabbisogno superiore a 260 MW la curva cumulata ottenuta utilizzando i sistemi di accumulo è al disotto della curva ottenuta in assenza di accumulo. Per contro aumenta la potenza media richiesta nella porzione di diagramma che corrisponde a valori inferiori di potenza. Questo significa che il diagramma tende ad appiattirsi

V. Verda - Complementi di energetica

7/10/2013



Ottimizzazione del volume di accumulo



La porzione di diagramma corrispondente a bassa richiesta termica è in buona parte corrispondente al fabbisogno notturno.

Questo significa che avviene un significativo spostamento del fabbisogno dal giorno alla notte, il che permette da una parte di ridurre l'utilizzo delle caldaie e dall'altro di incrementare la produzione di energia elettrica diurna.

V. Verda - Complementi di energetica

7/10/2013

ANALISI ENERGETICA

* Lavoro massimo → Ogni sistema di produzione energetica è in grado di produrre IDEALMENTE una potenza massima W_{max} . In realtà, a causa delle irreversibilità la potenza tecnica utile W_t prodotta è sempre minore di tale valore, ed esiste quindi sempre una quota di potenza persa W_p

$$\Rightarrow \underline{W_{max} = W_{ut} + W_p}$$

- Calcolo W_{ut}

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{j=1}^{NF} \dot{\phi}_j - W_t = \frac{\partial}{\partial t} \left\{ U + E_c + E_p + P_o V \right\}_{vc} + \sum_{k=1}^{NC} G_k (h + e_c + e_p)_k \quad (\text{I PRINCIPIO}) \\ W_t = W_{ut} + W_s \end{array} \right.$$

(la potenza tecnica W_t può essere scomposta in

- un termine relativo alla potenza utile W_{ut}
- un termine relativo alla potenza tecnica scambiata con l'esterno W_s non utile)

$$\Rightarrow W_{ut} = \sum_{j=1}^{NF} \dot{\phi}_j - W_s - \frac{\partial}{\partial t} \left\{ U + E_c + E_p + P_o V \right\}_{vc} - \sum_{k=1}^{NC} G_k (h + e_c + e_p)_k$$

- Calcolo W_p

$$\left\{ \begin{array}{l} W_p = T_o \dot{\phi}_i \quad (\text{Teorema Guy-Stodola}) \\ \sum_{j=1}^{NF} \frac{\dot{\phi}_j}{T_j} + \dot{\phi}_i = \left(\frac{\partial S}{\partial t} \right)_{vc} + \sum_{k=1}^{NC} G_k S_k \quad (\text{II PRINCIPIO}) \end{array} \right.$$

$$\Rightarrow W_p = -T_o \sum_{j=1}^{NF} \frac{\dot{\phi}_j}{T_j} + T_o \left(\frac{\partial S}{\partial t} \right)_{vc} + T_o \sum_{k=1}^{NC} G_k S_k$$

$$\Rightarrow W_{max} = \sum_{j=1}^{NF} \dot{\phi}_j \left(1 + \frac{T_o}{T_j} \right) - W_s - \frac{\partial}{\partial t} \left\{ U + E_c + E_p + P_o V - T_o S \right\}_{vc} - \sum_{k=1}^{NC} G_k (h + e_c + e_p - T_o S)_k$$

Introduco

$$\left. \begin{aligned} \xi &= w - T_0 s \\ \xi_0 &= h_0 - T_0 s_0 \end{aligned} \right\} \Rightarrow b = \xi - \xi_0 = w - h_0 - T_0 (s - s_0)$$

$$\Rightarrow \sum_{k=1}^{NC} G_k (w^T - T_0 s)_k = \sum_{k=1}^{NC} G_k b_k + \sum_{k=1}^{NC} G_k \left(\frac{\xi}{\xi_0} \right)_k$$

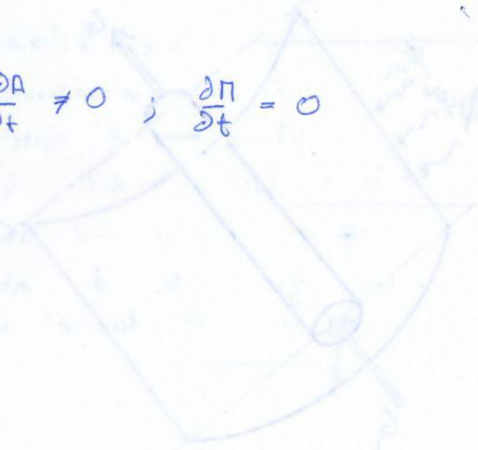
$$\Rightarrow \sum_{j=1}^{NF} \phi_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) - w_b = \left(\frac{\partial A}{\partial t} \right)_{VC} + \sum_{k=1}^{NC} G_k b_k + \sum_{k=1}^{NC} G_k \left(\frac{\xi}{\xi_0} \right)_k + T_0 \xi_i$$

EEU

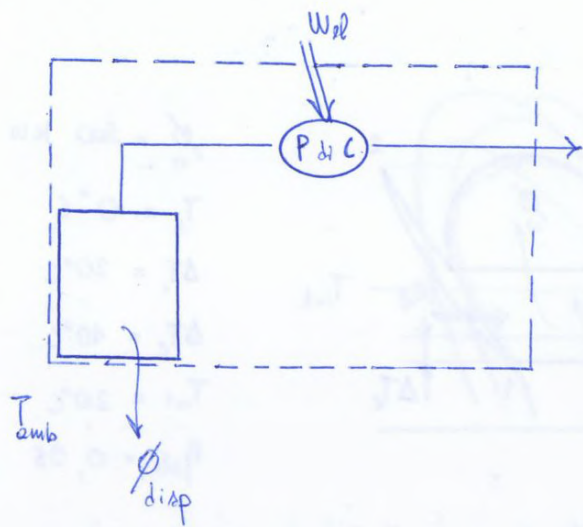
* CASO STAZIONARIO $\frac{\partial A}{\partial t} = \frac{\partial H}{\partial t} = 0$

* " " " " IN RELAZIONE ALLA MASSA $\frac{\partial A}{\partial t} \neq 0$; $\frac{\partial \pi}{\partial t} = 0$

* ASSENZA REAZ. CHIMICHE $\left(\frac{\xi}{\xi_0} \right) = 0$



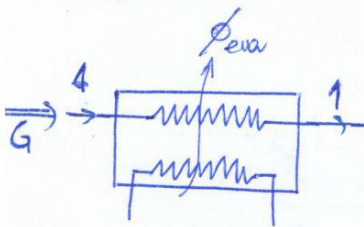
4) CELLA FRIGORIFERA IN RAFFREDDAMENTO



- * $W_{el} < 0$
- * $\phi_{disp} < 0$
- * $\frac{\partial \phi}{\partial t} \neq 0$
- * $\frac{\partial \phi}{\partial t} = 0$

$$\phi_{disp} \left(1 - \frac{T_0}{T_{amb}} \right) - W_{el} = \left(\frac{\partial A}{\partial t} \right)_{vc} + T_0 \dot{E}_i$$

* Evaporatore



* $W_t = 0$

* $\frac{\partial \phi}{\partial t} = 0$

* $\sum \dot{e}_i = 0$

$$\Rightarrow \phi_{eva} \left(1 - \frac{T_0}{T_0}\right) = G (b_1 - b_4) + T_0 \dot{e}_i$$

$$\Rightarrow T_0 \dot{e}_i = G (b_1 - b_4)$$

→ Molto spesso se non conosco un dato questo è ricavabile da un bilancio di primo principio. G si calcola applicando il I principio di energia al condensatore

$$\phi_0 = G (h_3 - h_2) \Rightarrow G = \frac{\phi_0}{h_3 - h_2} = \frac{500}{108.5 - 282.4} = 2.87 \text{ kg/s}$$

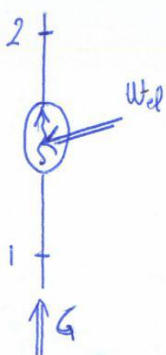
→ le exergie b_4 e b_1 si calcolano mediante la loro definizione conoscendo w, s, h_0 e s_0

$$b_4 = h_4 - h_0 - T_0 (s_4 - s_0) = 108.3 - 255.6 - 273 (0.42 - 1.033) = 20 \text{ kJ/kg}$$

$$b_1 = h_1 - h_0 - T_0 (s_1 - s_0) = 244.6 - 255.6 - 273.15 (0.934 - 1.033) = 15.2 \text{ kJ/kg}$$

$$\Rightarrow T_0 \dot{e}_i = 2.87 (20 - 15.2) = 13.9 \text{ kW}$$

* Compressore



* $\phi = 0$

* $\frac{\partial \phi}{\partial t} = 0$

* $\sum \dot{e}_i = 0$

$$\Rightarrow -W_t = G (b_2 - b_1) + T_0 \dot{e}_i$$

$$\Rightarrow T_0 \dot{e}_i = -W_t - G (b_2 - b_1)$$

→ G si calcola da I principio al compressore

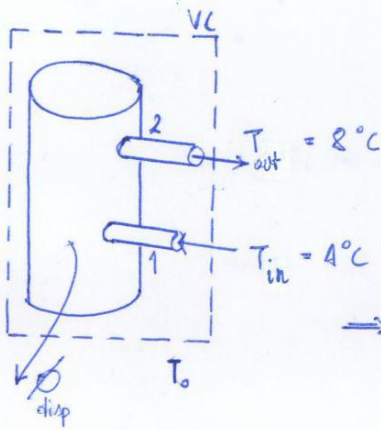
$$\begin{cases} -W_t = G (h_2 - h_1) \Rightarrow W_t = 2.87 (244.6 - 282.4) = -108.5 \text{ kW} \\ \eta_{ele} = \frac{W_t}{W_{ele}} \Rightarrow W_{ele} = \frac{-108.5}{0.95} = -114.2 \text{ kW} \end{cases}$$

Analisi exergetica di un sistema di accumulo termico (SISTEMA NON STAZIONARIO)

Nel sistema di accumulo termico freddo vi sono una portata di acqua fredda entrante e una portata di acqua calda uscente.

Il sistema è perfettamente stratificato e la T di uscita è considerato costante.

Calcolare le irreversibilità prodotte durante la carica del sistema da $t = t_i$ (inizio processo) e $t = t_f$ (fine processo)



* $\dot{\phi} \neq 0$ ma è scambiato a $T = T_0 \Rightarrow$ Il suo contributo exergetico è nullo

* $W = 0$

* $\frac{\partial}{\partial t} \neq 0$

* $\dot{\Sigma}_i = 0$

$$\Rightarrow \oint_{\text{dip}} \left(\dot{\phi} \frac{T_0}{T} \right) = \left(\frac{\partial A}{\partial t} \right)_{VC} + \sum_{k=1}^{NC} G_k b_k + T_0 \dot{\Sigma}_i$$

$I_{in} = T$ dell'acqua in ingresso al sistema

$I_{out} = T$ dell'acqua in uscita dal sistema

$T_i = T$ dell'acqua all'inizio del raffreddamento $\Rightarrow T_i = 8^\circ C$

$T_f = T$ dell'acqua a fine del raffreddamento $\Rightarrow T_f = 4^\circ C$

$$\Rightarrow T_0 \dot{\Sigma}_i = - \left(\frac{\partial A}{\partial t} \right)_{VC} - \sum_{k=1}^{NC} G_k b_k$$

$$\rightarrow \left[\frac{\partial A}{\partial t} \right]_{VC} = \frac{\partial}{\partial t} \left\{ U + E_p + E_c + P_{disp} - T_0 S \right\}_{VC} = \frac{\partial}{\partial t} \left\{ U - T_0 S \right\}_{VC} = \frac{dU}{dt} - T_0 \frac{dS}{dt}$$

$$\rightarrow dU = c dT = mc dT$$

$$\rightarrow dS = c \frac{dT}{T} = mc \frac{dT}{T}$$

$$\Rightarrow \left[\frac{\partial A}{\partial t} \right]_{VC} = mc \frac{dT}{dt} - T_0 mc \frac{1}{T} \frac{dT}{dt}$$

$$\Rightarrow T_0 \dot{\Sigma}_i = - mc \frac{dT}{dt} + \frac{T_0 mc}{T} \frac{dT}{dt} - G (b_{out} - b_{in}) \quad (\text{Moltiplico tutto per } dt)$$

$$\Rightarrow T_0 \dot{\Sigma}_i dt = - mc dT + T_0 mc \frac{dT}{T} + G (b_{in} - b_{out}) dt \quad (\text{Integro in } dt \text{ e } dT)$$

$$\Rightarrow \int_{t_i}^{t_f} T_0 \dot{\Sigma}_i dt = - \int_{T_i}^{T_f} mc dT + T_0 \int_{T_i}^{T_f} mc \frac{dT}{T} + \int_{t_i}^{t_f} G (b_{in} - b_{out}) dt$$

$$\Rightarrow T_0 \dot{\Sigma}_i \Delta t = - mc \Delta T + T_0 mc \ln \left(\frac{T_f}{T_i} \right) + G (b_{in} - b_{out}) \Delta t$$

$$\Rightarrow T_o \Sigma_i \Delta t = -1000 \cdot 4.186 \cdot (4-8) + 293.15 \cdot 1000 \cdot 4.186 \cdot \ln\left(\frac{277.15}{281.15}\right) + 0.5(1.9-1.06) \cdot 2127$$

$$= 53 \text{ kJ}$$

Nel caso in cui il serbatoio fosse adiabatico ($\dot{Q}_{d,sp} = 0$) combierebbe il bilancio di primo principio

$$\sum_{j=1}^{NF} \dot{W}_j + \dot{Q} = \frac{\partial U}{\partial t} + \sum_{K=1}^{NC} G_k h_k$$

$$\Rightarrow 0 = \frac{\partial U}{\partial t} + \sum_{K=1}^{NC} G_k h_k \Rightarrow 0 = m c \frac{dT}{dt} + G (h_{out} - h_{in})$$

$$\Rightarrow G (h_{out} - h_{in}) dt = -m c dT \Rightarrow \int_{t_i}^{t_f} G (h_{out} - h_{in}) dt = - \int_{T_i}^{T_f} m c \Delta T$$

$$\Rightarrow G (h_{out} - h_{in}) \Delta t = -m c (T_f - T_i) = -m c (T_{in} - T_{out}) = m c (T_{out} - T_{in})$$

$$\Rightarrow \Delta t = + \frac{m c (T_{out} - T_{in})}{G (h_{out} - h_{in})} = + \frac{m c (T_{out} - T_{in})}{G c (T_{out} - T_{in})} = \frac{m}{G} = \frac{1000}{0.5} = 2000 \text{ s}$$

$$\left(\Rightarrow T_o \Sigma_i \Delta t = -1000 \cdot 4.186 (4-8) + 293.15 \cdot 1000 \cdot 4.186 \cdot \ln\left(\frac{277.15}{281.15}\right) + 0.5 (1.9-1.06) \cdot 2000 \right)$$

$$\Rightarrow \begin{cases} T_o \Sigma_i \Delta t = -m c \Delta T + T_o m c \ln\left(\frac{T_f}{T_i}\right) + G (b_{in} - b_{out}) \cdot \frac{m}{G} \\ b_{in} - b_{out} = h_{in} - h_o - T_o (s_{in} - s_o) - h_{out} + h_o + T_o (s_{out} - s_o) \\ = h_{in} - h_{out} - T_o (s_{in} - s_{out}) \\ s_{in} = c_p \ln\left(\frac{T_{in}}{T_o}\right) \\ s_{out} = c_p \ln\left(\frac{T_{out}}{T_o}\right) \end{cases} \Rightarrow s_{in} - s_{out} = c_p \left[\ln\left(\frac{T_{in}}{T_o}\right) - \ln\left(\frac{T_{out}}{T_o}\right) \right] = c_p \ln\left(\frac{T_{in}}{T_{out}}\right)$$

$$\Rightarrow T_o \Sigma_i \Delta t = m \left[-c \Delta T + T_o c \ln\left(\frac{T_{in}}{T_{out}}\right) \right] + m \left[h_{in} - h_{out} - T_o c_p \ln\left(\frac{T_{in}}{T_{out}}\right) \right]$$

$$= m \left\{ -c \Delta T + T_o c \ln\left(\frac{T_{in}}{T_{out}}\right) + c \Delta T - T_o c \ln\left(\frac{T_{in}}{T_{out}}\right) \right\}$$

$$= 0 \text{ kJ}$$

* Devo ancora calcolare Δt , ovvero il tempo necessario e per avvenire la totale solidificazione.

Essendo ϕ_{ev} il flusso termico necessario a solidificare totalmente la pista e ΔH l'energia (termica) necessaria a solidificare totalmente la pista si ha che

$$\phi_{ev} = \frac{\Delta H}{\Delta t} \Rightarrow \Delta t = \frac{\Delta H}{\phi_{ev}}$$

→ ϕ_{ev} si ricava a partire dalla definizione di COP

$$COP = \frac{\phi_{ev}}{w_t} \Rightarrow \phi_{ev} = COP \cdot w_t = 4 \cdot 130 = 520 \text{ kW}$$

→ l'energia necessaria alla solidificazione ΔH è pari alla variazione di energia interna ΔU dato che il fluido è incomprimibile e quindi vale $c_p = c_v = c$

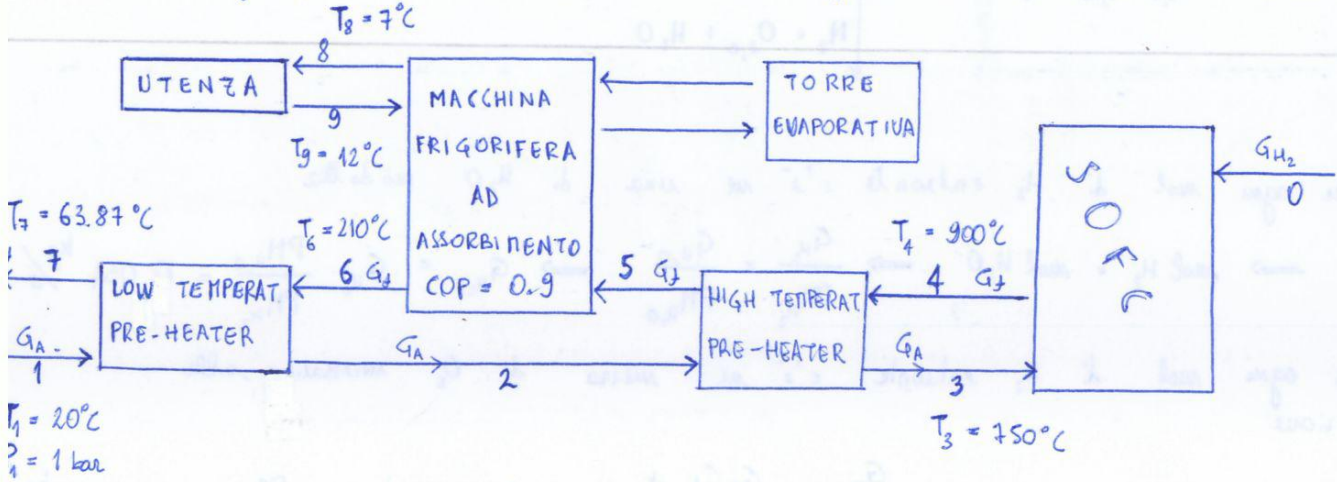
$$\Rightarrow \Delta H = c_p \Delta T = c_v \Delta T = \Delta U \Rightarrow \Delta H = 16 \text{ MJ}$$

$$\Rightarrow \Delta t = \frac{16 \cdot 1008 \cdot 10^3}{520} = 30785 \text{ s}$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow T_0 \cdot \dot{E} \cdot \Delta t &= -(-130) \cdot 30785 - 16 \cdot 1008 \cdot 10^3 + 283.15 \cdot 58560 = 4575314 \text{ kW} \\ &= 4,5 \text{ GW} \end{aligned}$$

Analisi energetica di un sistema di preriscaldamento e recupero termico di una SOFC

Il sistema opera il recupero termico dei gas di scarico di una SOFC al fine di preriscaldare l'aria che alimenta la cella stessa. Il flusso termico recuperato è utilizzato anche per alimentare una macchina frigorifera ed essabimonto che raffresca un utenza.



È necessario determinare le portate dei vari composti all'interno delle miscele presenti

$$G_A = 0.032 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad \text{di cui} \quad \begin{cases} 0.21\% \text{ in volume di } O_2 \\ 0.79\% \text{ in volume di } N_2 \end{cases}$$

⇒ Calcolo la frazione in massa di O_2 e N_2 partendo dalle frazioni in volume

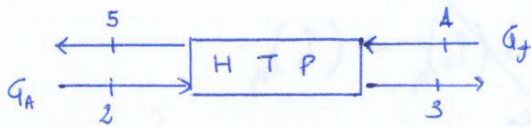
$$W_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_A} = \frac{0.21 \cdot PM_{O_2}}{0.21 \cdot PM_{O_2} + 0.79 \cdot PM_{N_2}} = 0.233$$

$$G_{O_2, A} = G_A \cdot W_{O_2} = 0.032 \cdot 0.233 = 0.007456 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$G_{N_2, A} = G_A - G_{O_2, A} = 0.032 - 0.007456 = 0.02454 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$G_f = G_A + G_{H_2} = 0.032 + 0.0006 = 0.0326 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

* HIGH TEMPERATURE FUEL-CELLS

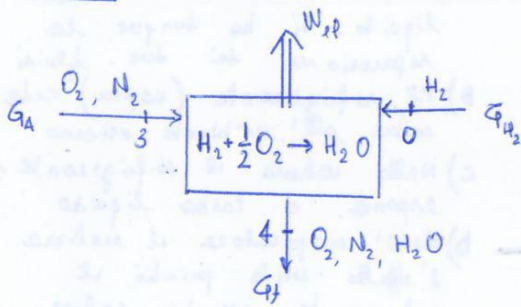


- * $\dot{\phi} = 0$
- * $\dot{W} = 0$
- * $\frac{\partial}{\partial t} = 0$
- * $\dot{\rho}_0 = 0$

$$\Rightarrow 0 = \sum_{k=1}^{NC} G_k b_k + T_0 \dot{\Sigma}_i \Rightarrow T_0 \dot{\Sigma}_i = - \sum_{k=1}^{NC} G_k b_k$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow T_0 \dot{\Sigma}_i &= - \left\{ G_A b_3 + G_f b_5 - G_A b_2 - G_f b_4 \right\} = G_A b_2 + G_f b_4 - G_A b_3 - G_f b_5 \\ &= G_A (b_2 - b_3) + G_f (b_4 - b_5) = 0.032 (37.6 - 396.2) + 0.0326 (611.9 - 201.2) \\ &= 1.91 \text{ kW} \end{aligned}$$

* SOFC



- * $\dot{\phi} = 0$
- * $\dot{W}_{el} > 0$
- * $\frac{\partial}{\partial t} = 0$
- * $\dot{\rho}_0 \neq 0$

la sommatoria che tiene conto del contributo chimico è estesa a tutti i condotti del sistema. Per ogni condotto bisogna considerare solo il composto che interviene nella reazione. Quindi otteniamo

- * CONDOTTO 3 → O₂ entrante
- * CONDOTTO 0 → H₂ entrante
- * CONDOTTO 4 → H₂O uscente

$$\Rightarrow -\dot{W}_{el} = \sum_{k=1}^{NC} G_k b_k + \sum_{k=1}^{NC} G_k \left(\dot{\rho}_0 \right)_k + T_0 \dot{\Sigma}_i$$

$$\Rightarrow T_0 \dot{\Sigma}_i = -\dot{W}_{el} - \sum_{k=1}^{NC} G_k b_k - \sum_{k=1}^{NC} G_k \left(\dot{\rho}_0 \right)_k$$

$$\Rightarrow T_0 \dot{\Sigma}_i = -\dot{W}_{el} - \left\{ G_f b_4 - G_A b_2 - G_{H_2} b_0 \right\} - \left\{ G_{H_2O} \left(\dot{\rho}_0 \right)_{H_2O} - G_{H_2} \left(\dot{\rho}_0 \right)_{H_2} - G_{O_2, N_2} \left(\dot{\rho}_0 \right)_{O_2} \right\}$$

Elementi presenti: O, N, H

Composti di riferimento: O₂, N₂, H₂O ⇒ $\left(\dot{\rho}_0 \right)_{O_2} = 0$; $\left(\dot{\rho}_0 \right)_{N_2}$; $\left(\dot{\rho}_0 \right)_{H_2O} = 0$

$$\Delta g = -228,6 \frac{\text{kJ}}{\text{mol}}$$

Δg è l'energia libera SPECIFICA MOLARE ($\frac{\text{kJ}}{\text{mol}}$), io voglio ΔG , ovvero l'energia libera SPECIFICA MASSICA ($\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$)

$$\Rightarrow \Delta G = \Delta g \left[\frac{\text{kJ}}{\text{mol}} \right] \cdot \frac{1}{PM_{H_2}} \left[\frac{\text{mol}}{\text{g}} \right] \cdot 10^3 \frac{\text{g}}{\text{kg}} = -\frac{228.6}{2} \cdot 10^3 = -114.3 \cdot 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

⇒ Devo calcolare la potenza di acqua circolante ma non so nulla
mediante la definizione di COP

$$COP = \frac{\dot{Q}_{\text{utile}}}{\dot{Q}_{\text{assorb.}}} = \frac{G_w (h_9 - h_8)}{G_f (h_6 - h_5)} \Rightarrow G_w = \frac{COP \cdot G_f \cdot (h_6 - h_5)}{c_p (T_9 - T_8)} = 0.414 \text{ kg/s}$$

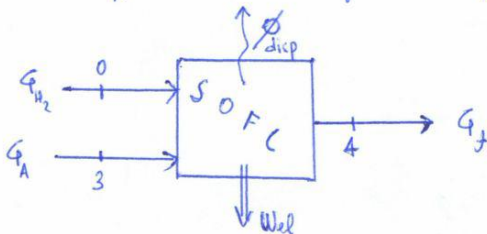
⇒ Inoltre io non conosco b_9 e b_8 , quindi devo esprimere tali grandezze in funzione di h ed s

$$\left. \begin{aligned} b_8 &= h_8 - h_0 - T_0 (s_8 - s_0) \\ b_9 &= h_9 - h_0 - T_0 (s_9 - s_0) \end{aligned} \right\} \Rightarrow \begin{aligned} b_9 - b_8 &= h_9 - h_0 - T_0 s_9 + T_0 s_0 - h_8 + h_0 + T_0 s_8 - T_0 s_0 \\ &= h_9 - h_8 - T_0 (s_9 - s_8) \\ &= c_p (T_9 - T_8) - T_0 c_p \ln \left(\frac{T_9}{T_8} \right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow T_0 \dot{\Sigma}_i &= G_w \left[c_p (T_9 - T_8) - T_0 c_p \ln \left(\frac{T_9}{T_8} \right) \right] + G_f (b_9 - b_8) \\ &= 0.414 \left[4.186 (12 - 7) - 293.15 \cdot 4.186 \cdot \ln \left(\frac{12 + 273.15}{7 + 273.15} \right) \right] + 0.0326 (201.2 - 51.2) \\ &= 4.57 \text{ kW} \end{aligned}$$

Sono inoltre richiesti

A) Flusso termico disperso dalla cella. Per calcolare tale flusso applico il primo principio alla cella



$$\dot{Q}_{\text{disp}} - \dot{W}_t = \sum_{k=1}^{NC} G_k h_k$$

$$\dot{Q}_{\text{disp}} = \dot{W}_t + G_f h_A - G_{h_2} h_0 - G_A h_3$$

$$\Rightarrow \dot{Q}_{\text{disp}} = 50 + 0.0326 (-1112.5) - 0.032 (779.5) = -11.22 \text{ (uscente)}$$

4.2

$$\left\{ \begin{array}{l} I_{tot} = 850 \text{ W/m}^2 \\ A_{coll} = 1000 \text{ m}^2 \end{array} \right\} \Rightarrow \phi_{sol} = 850 \text{ kW}$$

$$T_0 = 15^\circ\text{C} = 288 \text{ K}$$

$$T_s = 5780 \text{ K}$$

$$\eta_T = 0.85$$

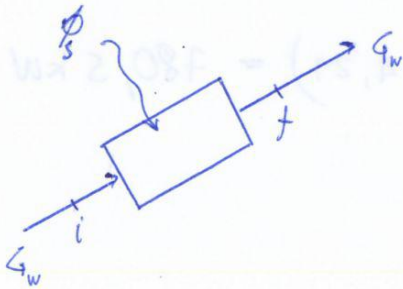
$$\eta_{el} = 0.92$$

$$\phi_{coll} = A_{coll} \cdot \eta \cdot I_{tot} \quad \text{dove} \quad \eta = \eta_0 - a_1 T^*$$

$$\phi_{coll} = \phi_{sol} \cdot \eta$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \eta_0 = 0,837 \\ a_1 = 4 \text{ W/m}^2\text{K} \\ T^* = \frac{T_m - T_0}{I_{tot}} \\ T_m = \frac{T_{f,in} + T_{f,out}}{2} \end{array} \right.$$

CASO 1) Il sistema riscalda direttamente una portata d'acqua da 15°C a 40°C ($\Rightarrow T_i = 15^\circ\text{C}$; $T_f = 40^\circ\text{C}$)



$$* \phi_{sol} > 0$$

$$* W = 0$$

$$* \frac{\partial \phi}{\partial t} = 0$$

$$* \phi_0 = 0$$

$$\Rightarrow \phi_s \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) = G_w (b_f - b_i) + T_0 \Sigma_i$$

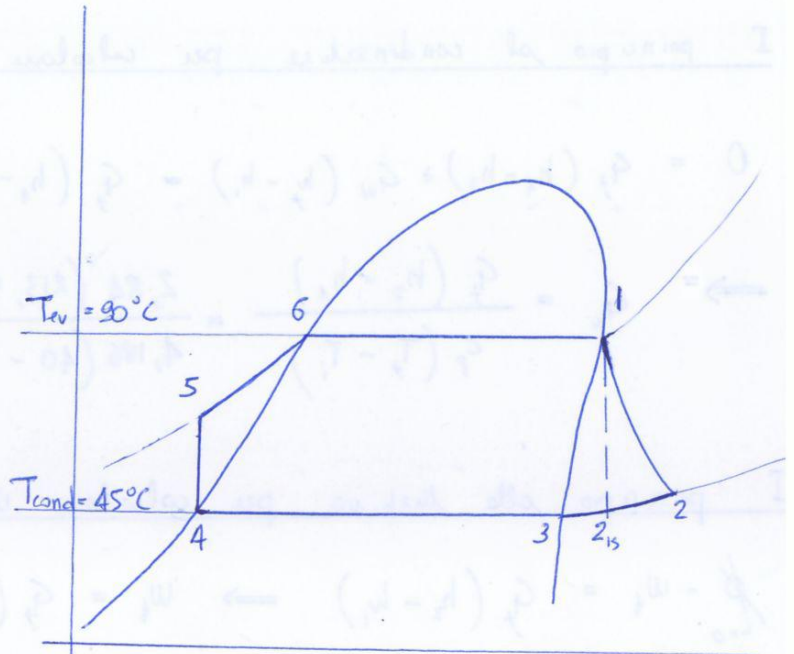
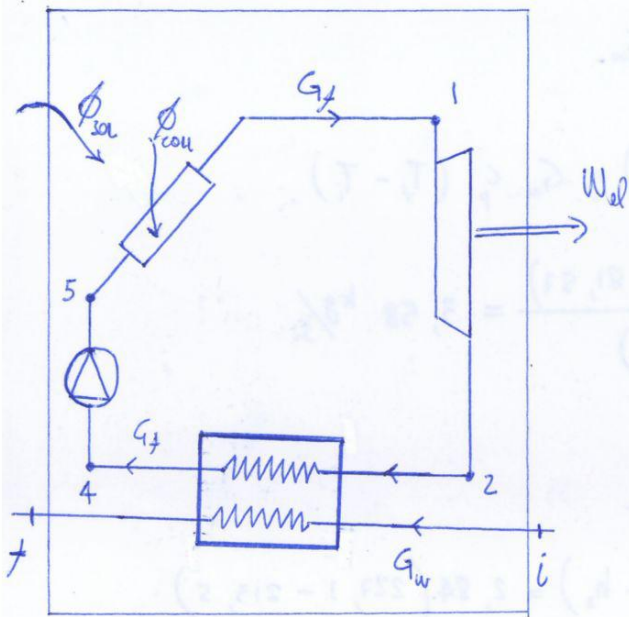
$$\Rightarrow T_0 \Sigma_i = \phi_s \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) + G_w (b_i - b_f)$$

$$T_m = \frac{40 + 15}{2} = 27,5^\circ\text{C} \Rightarrow T^* = \frac{27,5 - 15}{850} = 0,01471 \frac{\text{m}^2}{\text{WK}}$$

$$\Rightarrow \eta = 0,837 - 4 \cdot 0,01471 = 0,7782$$

$$\Rightarrow \phi_{coll} = 1000 \cdot 0,7782 \cdot 850 = 661470 \text{ W} = 661,47 \text{ kW}$$

CASO D) Il calore di condensazione è usato per riscaldare l'acqua da 15°C a 40°C



$$\phi_{sol} \left(1 - \frac{T_s}{T_0}\right) - W_{el} = G_w (b_f - b_i) + T_0 \Sigma$$

$$\begin{aligned}
 P_1 = P_5 &= 11,47 \text{ bar} \\
 P_2 = P_{2,15} = P_3 = P_4 &= 3,881 \text{ bar} \\
 \left. \begin{aligned}
 h_1 &= 227,1 \\
 h_2 &= 213,5 \\
 h_3 &= 201,4 \\
 h_4 &= 81,57 \\
 h_5 &= 82,23
 \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{kJ} \\ \text{kJ} \\ \text{kJ} \\ \text{kJ} \\ \text{kJ} \end{array} \\
 \left. \begin{aligned}
 \lambda_1 &= 0,7038 \\
 \lambda_2 &= 0,9108 \\
 \lambda_3 &= 0,6725 \\
 \lambda_4 &= 0,2957 \\
 \lambda_5 &=
 \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \\ \\ \\ \\ \text{kg} \cdot \text{K} \end{array}
 \end{aligned}$$

Da ϕ_{sol} ricavare ϕ_{cou} e conoscere ϕ_{cou} per calcolare G_f .

A questo punto uso G_f per calcolare W_{el} e G_w .

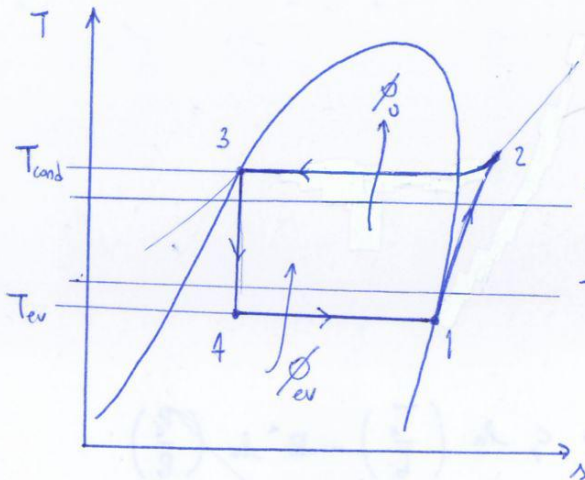
$$\begin{aligned}
 \phi_{cou} &= \phi_{sol} \cdot \eta \quad \text{con} \\
 \left\{ \begin{aligned}
 \phi_{sol} &= A_{col} \cdot I_{tot} = 850 \text{ kW} \\
 \eta &= \eta_0 - a_1 T^* = 0,837 - 4 \cdot 0,08823 = 0,4841 \\
 T^* &= \frac{T_m - T_0}{I_{tot}} = \frac{90 - 15}{850} = 0,08823 \frac{\text{m}^2}{\text{Wk}} \\
 T_m &= 90^\circ \text{C}
 \end{aligned} \right. \\
 \Rightarrow \phi_{cou} &= 0,4841 \cdot 850 \\
 &= 411,48 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

4.3 Impianto di riscaldamento \Rightarrow l'effetto utile si ha nel condensatore dove il fluido condensa cedendo energia ($\dot{Q}_0 = 500 \text{ kW}$)

EXT $\left\{ \begin{array}{l} T_0 = 0^\circ\text{C} \\ P_0 = 1 \text{ bar} \end{array} \right.$

INT $\left\{ \begin{array}{l} T_i = 20^\circ\text{C} \\ P_i = 1 \text{ bar} \end{array} \right.$

RIF $\left\{ \begin{array}{l} h_0 = 255,6 \text{ kJ/kg} \\ \rho_0 = 1,033 \text{ kg.k} \end{array} \right.$

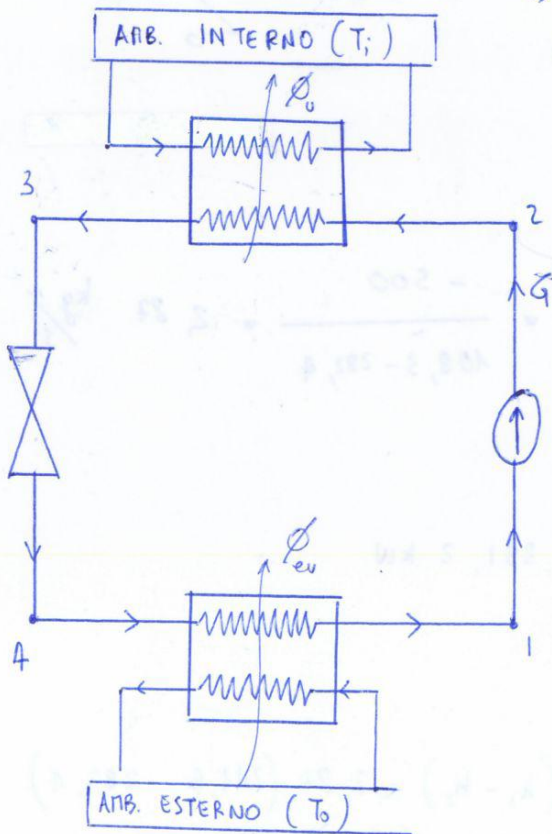


$T = T_i \Rightarrow T_{\text{cond}} = T_i + \Delta T_c = 20 + 20 = 40^\circ\text{C}$

$T = T_0 \Rightarrow T_{\text{ev}} = T_0 - \Delta T_{\text{ev}} = 0 - 10 = -10^\circ\text{C}$

$\Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} T_1 = T_4 = -10^\circ\text{C} \\ T_3 = 40^\circ\text{C} \end{array} \right.$

$\Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} P_1 = 200,7 \text{ kPa} = 2 \text{ bar} \\ P_4 = 2 \text{ bar} \\ P_3 = 1017 \text{ kPa} = 10,17 \text{ bar} \end{array} \right.$



Calcolo exergie specifiche

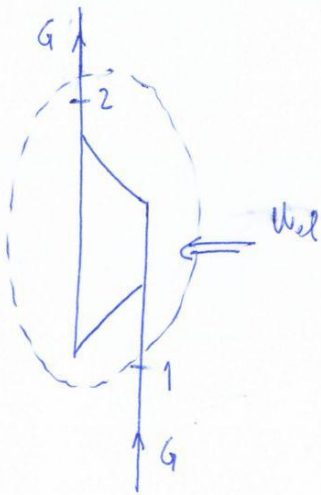
$$b_1 = h_1 - h_0 - T_0 (\lambda_1 - \lambda_0) = 15,2 \text{ kJ/kg}$$

$$b_2 = h_2 - h_0 - T_0 (\lambda_2 - \lambda_0) = 49,5 \text{ kJ/kg}$$

$$b_3 = h_3 - h_0 - T_0 (\lambda_3 - \lambda_0) = 26,9 \text{ kJ/kg}$$

$$b_4 = h_4 - h_0 - T_0 (\lambda_4 - \lambda_0) = 20,4 \text{ kJ/kg}$$

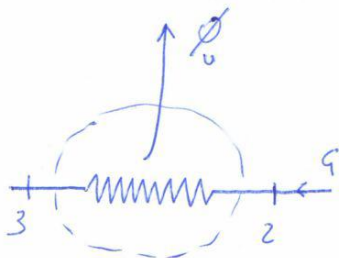
* Compressore



$$-W_{el} = G(b_2 - b_1) + T_0 \xi_i$$

$$T_0 \xi_i = -W_{el} + G(b_1 - b_2) = 15,76 \text{ kW}$$

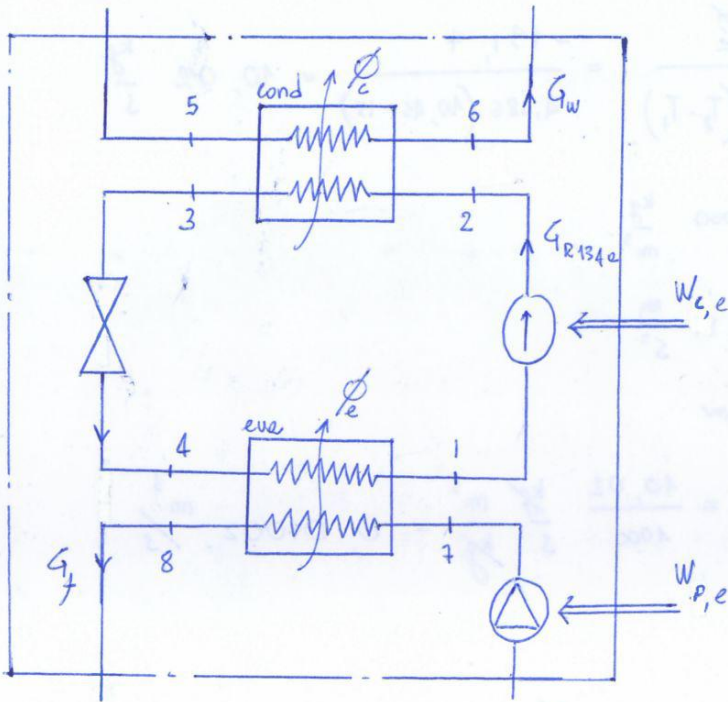
* Condensatore



$$\dot{Q}_u \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) = G(b_3 - b_2) + T_0 \xi_i$$

$$\Rightarrow T_0 \xi_i = \dot{Q}_u \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) - G(b_3 - b_2) = 30,7 \text{ kW}$$

4.9 Analisi exergetica di una PDC ad acqua di caldaie per riscaldamento edifici

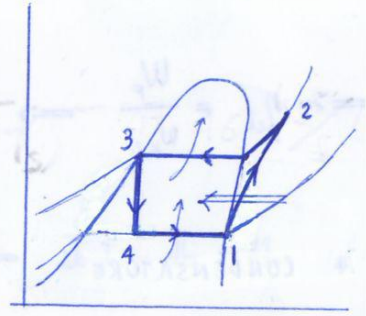


	[°C]	[bar]	[kJ/kg.k]	[kJ/kg]
	T	P	s	h
1	6,43	3,7	0,928	254,2
2	67	14,6	0,957	292
2 _{is}	✓	14,6	0,928	292,9
3	54	14,6	0,461	129,8
4	6,43	3,7	0,482	129,8
5	42	1	0,224	63
6	50	1	0,157	43,9
7	15	1	0,599	175,9
8	10,43	1	0,704	209,4

$$T_4 = T_8 - 4 = (6,43^\circ\text{C})$$

$$\phi_c = G_w (h_6 - h_5) = G_w c_p (T_6 - T_5) \Rightarrow G_w = \frac{\phi_c}{c_p (T_6 - T_5)}$$

$$T_3 = T_6 + 4 = 54^\circ\text{C}$$



$$c = \frac{dh}{dT} \Rightarrow c_{R134a} = \frac{h_3 - h_2}{T_3 - T_2} = 12,48 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\phi_c = 250 \text{ kW} = G_w (h_6 - h_5) = G_w c_{p,H_2O} (T_6 - T_5) \Rightarrow G_w = \frac{\phi_c}{c_{p,H_2O} (T_6 - T_5)}$$

$$= \frac{250}{4,186 (50 - 42)} = 7,5 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\phi_c = G_{R134a} (h_3 - h_2) \Rightarrow G_{R134a} = \frac{\phi_c}{h_3 - h_2} = \frac{-250}{129,8 - 292} = 1,541 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$-W_c = G_{R134a} (h_2 - h_1) \Rightarrow W_c = G_{R134a} (h_1 - h_2) = 1,541 (254,2 - 292) = -58,25 \text{ kW}$$

$$\Rightarrow \eta_{el} = \frac{W_c}{-W_c} \Rightarrow W_{c,e} = \frac{W_c}{\eta_{el}} = 60,67 \text{ kW}$$

* CONDENSATORE

$$0 = \dot{Q}_w (b_6 - b_5) + \dot{Q}_{R134a} (b_3 - b_2) + T_0 \dot{\Sigma}_i$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow T_0 \dot{\Sigma}_i &= \dot{Q}_w (b_5 - b_6) + \dot{Q}_{R134a} (b_2 - b_3) = 7,5 (3,3 - 6,54) + 1,541 (16,24 + 3,04) \\ &= 5,41 \text{ kW} \end{aligned}$$

* COMPRESSORE

$$\begin{aligned} -W_t &= \dot{Q}_{R134a} (b_2 - b_1) + T_0 \dot{\Sigma}_i \quad \Rightarrow \quad T_0 \dot{\Sigma}_i = -W_t + \dot{Q}_{R134a} (b_1 - b_2) \\ &= +58,25 + 1,541 (-13,02 - 16,24) = 13,16 \text{ kW} \end{aligned}$$

* VALVOLA

$$\begin{aligned} 0 &= \dot{Q}_{R134a} (b_4 - b_3) + T_0 \dot{\Sigma}_i \quad \Rightarrow \quad T_0 \dot{\Sigma}_i = \dot{Q}_{R134a} (b_3 - b_4) = 1,541 (-3,04 + 9,09) \\ &= 9,32 \text{ kW} \end{aligned}$$

* EVAPORATORE

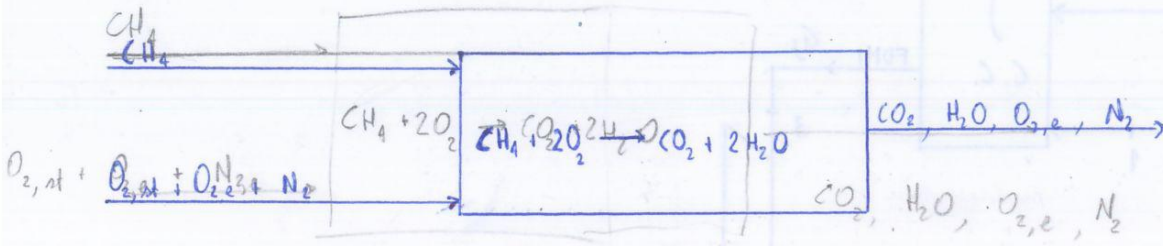
$$0 = \dot{Q}_{R134a} (b_1 - b_4) + \dot{Q}_f (b_8 - b_7) + T_0 \dot{\Sigma}_i$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow T_0 \dot{\Sigma}_i &= \dot{Q}_{R134a} (b_4 - b_1) + \dot{Q}_f (b_7 - b_8) = 1,541 (-9,09 + 13,02) + 10,02 (-1,55 + 1,34) \\ &= 3,95 \text{ kW} \end{aligned}$$

* POMPA

$$\begin{aligned} -W_t &= \dot{Q}_f (b_7 - b_8) + T_0 \dot{\Sigma}_i \quad \Rightarrow \quad T_0 \dot{\Sigma}_i = -W_t - \dot{Q}_f b_7 \\ &= +1,965 - 10,02 (-1,55) = 17,49 \text{ kW} \end{aligned}$$

Devo calcolare le varie portate monofoniche \Rightarrow Vado ad analizzare la reazione chimica che avviene nella c.c.



Dalla stechiometria di reazione si stabilisce che 1 mol CH_4 reagisce con 2 di O_2

* 1 mol CH_4 reagisce con 2 mol O_2 \Rightarrow 1 mol $CH_4 = \frac{1}{2}$ mol O_2 $\Rightarrow \frac{G_c}{PM_{CH_4}} = \frac{1}{2} \frac{G_{O_2}}{PM_{O_2}}$

1 = mol

$$G_{O_2} = 2 G_c \frac{PM_{H_2O}}{PM_{CH_4}} = 2 \cdot 0,5 \cdot \frac{18}{16} = 1,125 \text{ kg/s}$$

$\Rightarrow G_{A,at} = 23,3 G_{O_2,at} + 78,7 G_{N_2}$

* 1 mol CH_4 reagisce con 2 mol O_2 \Rightarrow 1 mol $CH_4 = \frac{1}{2}$ mol O_2 $\Rightarrow \frac{G_c}{PM_{CH_4}} = \frac{1}{2} \frac{G_{O_2,at}}{PM_{O_2}}$

$23,3 \cdot 0,233 \cdot G_{O_2,at} + \dots \Rightarrow G_{O_2,at} = 2 \cdot 0,5 \cdot \frac{32}{16} = 2 \text{ kg/s}$

Io so che il 23,3% della massa dell'aria è $O_2 \Rightarrow$ Devo trovare il 100% di $G_{O_2,at}$

$G_{A,at} : 100 = G_{O_2,at} : 23,3 \Rightarrow G_{A,at} = \frac{100 \cdot G_{O_2,at}}{23,3} = \frac{100 \cdot 2}{23,3} = 8,58 \text{ kg/s}$

$1 = 0,233 G_{O_2} + \dots \Rightarrow G_{A,at} = 34,33 \text{ kg/s}$

$\Rightarrow G_f = G_A + G_c = 34,83 \text{ kg/s}$

$23,3 : 4 =$

È il 23,3% di che cosa?

$4 : 23,3 = x : 100 \Rightarrow x = \frac{400}{23,3} = 17,16$

$$\begin{cases} h_4 = -236,7 \text{ kJ/kg} \\ \lambda_4 = 7,9 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K} \\ b_4 = h_4 - h_0 - T_0(\lambda_4 - \lambda_0) = -570,95 \text{ kJ/kg} \end{cases}$$

$$\begin{aligned} T_5 = 110^\circ\text{C} &\Rightarrow h_5 = h_{0,f} + c_{p,f}(T_5 - T_0) = -796,8 + 1,13(110 - 15) = -689,5 \text{ kJ/kg} \\ &\Rightarrow \lambda_5 = \lambda_{0,f} + c_{p,f} \ln\left(\frac{T_5}{T_0}\right) - R \ln\left(\frac{P_5}{P_0}\right) = 6,77 + 1,13 \cdot \ln\left(\frac{383,15}{288,15}\right) = 9,72 \text{ kJ/kg} \\ &\Rightarrow b_5 = h_5 - h_{0,f} - T_0(\lambda_5 - \lambda_{0,f}) = -742,74 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\dot{Q} - \dot{W}_e = \dot{Q}_f (h_4 - h_3) \Rightarrow \dot{W}_e = \dot{Q}_f (h_3 - h_4) = 34,83(203,25 + 236,7) = 15'323,46 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_f (h_5 - h_4) = \dot{Q}_w c_{p,w} (T_7 - T_8) \Rightarrow \dot{Q}_w = \frac{\dot{Q}_f (h_5 - h_4)}{c_{p,w} (T_7 - T_8)} = 125,58 \text{ kg/s}$$

$$\dot{Q}_{\text{COND}} = \dot{Q}_f (h_5 - h_4) = 15'791 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_c = \dot{Q}_a (h_0 - h_1) = 34,33(-10,09 + 8,93) = -39,82 \text{ kW}$$

* COMPRESSORE

$$-\dot{W}_c = \dot{Q}_a (b_1 - b_2) + T_0 \dot{\Sigma}_i \Rightarrow T_0 \dot{\Sigma}_i = -\dot{W}_c + \dot{Q}_a (b_2 - b_1) = 39,82 + 34,33(0 - 190,47)$$

* TURBINA

$$\begin{aligned} -\dot{W}_e &= \dot{Q}_f (b_4 - b_3) + T_0 \dot{\Sigma}_i \Rightarrow T_0 \dot{\Sigma}_i = -\dot{W}_e + \dot{Q}_f (b_3 - b_4) = -15'323,46 + 34,83(-72,21 + 570,95) \\ &= 2047,65 \text{ kW} \end{aligned}$$

* SCAMBIATORE

$$0 = \dot{Q}_f (b_5 - b_4) + \dot{Q}_w (b_7 - b_6) + T_0 \dot{\Sigma}_i$$

$$b_7 = c_{p,w}(T_7 - T_0) - T_0 c_{p,w} \ln\left(\frac{T_7}{T_0}\right) = 4,186(90 - 15) - 288,15 \cdot 4,186 \cdot \ln\left(\frac{363,15}{288,15}\right) = 34,92$$

$$b_6 = c_{p,w}(T_6 - T_0) - T_0 c_{p,w} \ln\left(\frac{T_6}{T_0}\right) = 4,186(60 - 15) - 288,15 \cdot 4,186 \cdot \ln\left(\frac{333,15}{288,15}\right) = 13,33$$

$$T_0 \dot{\Sigma}_i = \dot{Q}_f (b_4 - b_5) + \dot{Q}_w (b_6 - b_7) = 34,83(-570,95 + 742,74) + 125,58(13,33 - 34,92) = 10'350 \text{ kW}$$

$$0 \left\{ T_0 = 15^\circ C$$

$$\eta_c = 0.8 = \frac{L_{10}}{L} = \frac{\Delta h_{10}}{\Delta h} = \frac{h_{1,15} - h_0}{h_1 - h_0}$$

$$h_0 = -10,09 \frac{kJ}{kg}$$

$$\lambda_0 = 6,705 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$b_0 = h_0 - h_s - T_0 (\lambda_0 - \lambda_s) = 0 \frac{kJ}{kg}$$

$$1 \left\{ \eta_c = \frac{h_{1,15} - h_0}{h_1 - h_0} =$$

$$T ds + \frac{1}{\beta} dp$$

$\phi =$

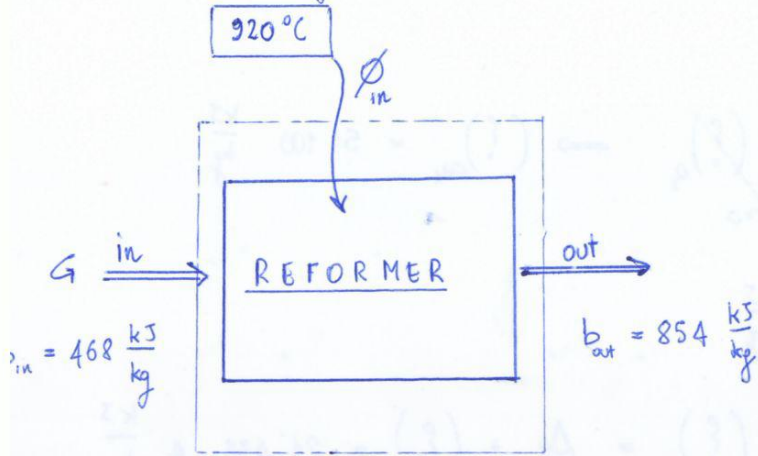
T

T_s

$$g_f h_3 - g_c h_2 - g_A h_1$$

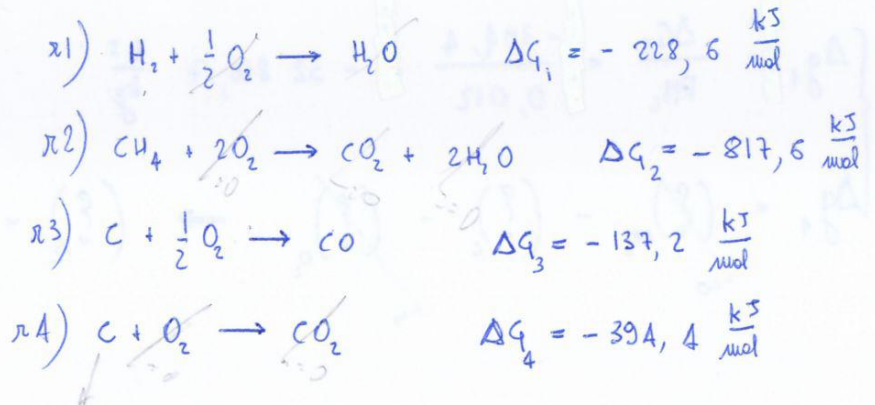
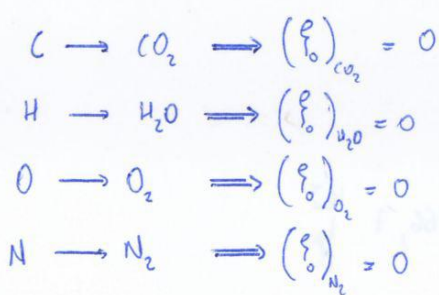
ds = $g \ln \left(\frac{p}{p_0} \right)$

4.12 Analisi exergetica di un impianto di steam reforming del metano



	in	out
CH ₄	0,0029 (x _i)	0,0004 (x _f)
CO ₂	0,0257 (y _i)	0,0180 (y _f)
CO	0,0056 (z _i)	0,0150 (z _f)
H ₂ O	0,0137 (w _i)	0,0140 (w _f)
H ₂	0,0016 (k _i)	0,0022 (k _f)
N ₂	0,0006 (t _i)	0,0006 (t _f)
	0,0501	0,501

kg/s



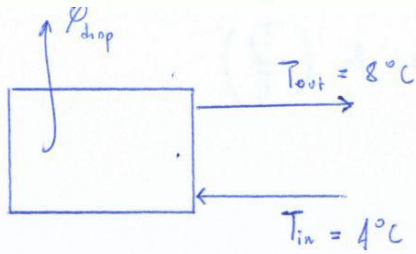
$$\phi_{in} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) - \dot{W}_t = G (b_{out} - b_{in}) + \sum_{k=1}^{NC} G_k \left(\frac{e}{o}\right)_k + T_0 \xi \quad \text{dove}$$

$$\sum_{k=1}^{NC} G_k \left(\frac{e}{o}\right)_k = (x_f - x_i) \left(\frac{e}{o}\right)_{CH_4} + (y_f - y_i) \left(\frac{e}{o}\right)_{CO_2} + (z_f - z_i) \left(\frac{e}{o}\right)_{CO} + (w_f - w_i) \left(\frac{e}{o}\right)_{H_2O} + (k_f - k_i) \left(\frac{e}{o}\right)_{H_2} + (t_f - t_i) \left(\frac{e}{o}\right)_{N_2}$$

⇒ Devo calcolare i vari $\left(\frac{e}{o}\right)$ e partire da ΔG

$$r1 \left\{ \begin{aligned} \Delta g_1 &= \frac{\Delta G_1}{Pn_{H_2}} \left[\frac{kJ}{mol} \right] \left[\frac{mol}{kg} \right] = \frac{-228,6}{0,002} = -114300 \frac{kJ}{kg} \\ \Delta g_1 &= \left(\frac{e}{o}\right)_{H_2O} - 0,5 \left(\frac{e}{o}\right)_{O_2} - \left(\frac{e}{o}\right)_{H_2} \Rightarrow \left(\frac{e}{o}\right)_{H_2} = 114300 \frac{kJ}{kg} \end{aligned} \right.$$

4.6



$$\begin{cases} T_i = T(t=0) = 8^\circ\text{C} \\ T_f = T(t=t_0) = 4^\circ\text{C} \end{cases}$$

$$T_{amb} = 20^\circ\text{C}$$

$$G = 0,5 \text{ kg/s}$$

$$\dot{Q}_{d,sp} = 500 \text{ W}$$

$$m = 1000 \text{ kg}$$

Sist. scambiatore termico feedb

$$\Rightarrow T_f < T_i$$

$$\boxed{\Sigma \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) - \dot{W}_t = \frac{\partial A}{\partial t} + \Sigma \dot{Q} b + \Sigma G \xi + T_0 \dot{\xi}_i}$$

$$\Rightarrow \cancel{\dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)} - \cancel{\dot{W}_t} = G (b_{out} - b_{in}) + T_0 \dot{\xi}_i + \frac{\partial A}{\partial t}$$

$$\frac{\partial A}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial t} \left\{ U + \cancel{\frac{E_c}{t}} + \cancel{\frac{E_p}{t}} + \cancel{P_0 V} - T_0 \dot{s} \right\}$$

$$A = U + E_c + E_p + P_0 V - T_0 S$$

$$\Rightarrow T_0 \dot{\xi}_i = G (b_{in} - b_{out}) - \frac{\partial U}{\partial t} + T_0 \frac{\partial S}{\partial t}$$

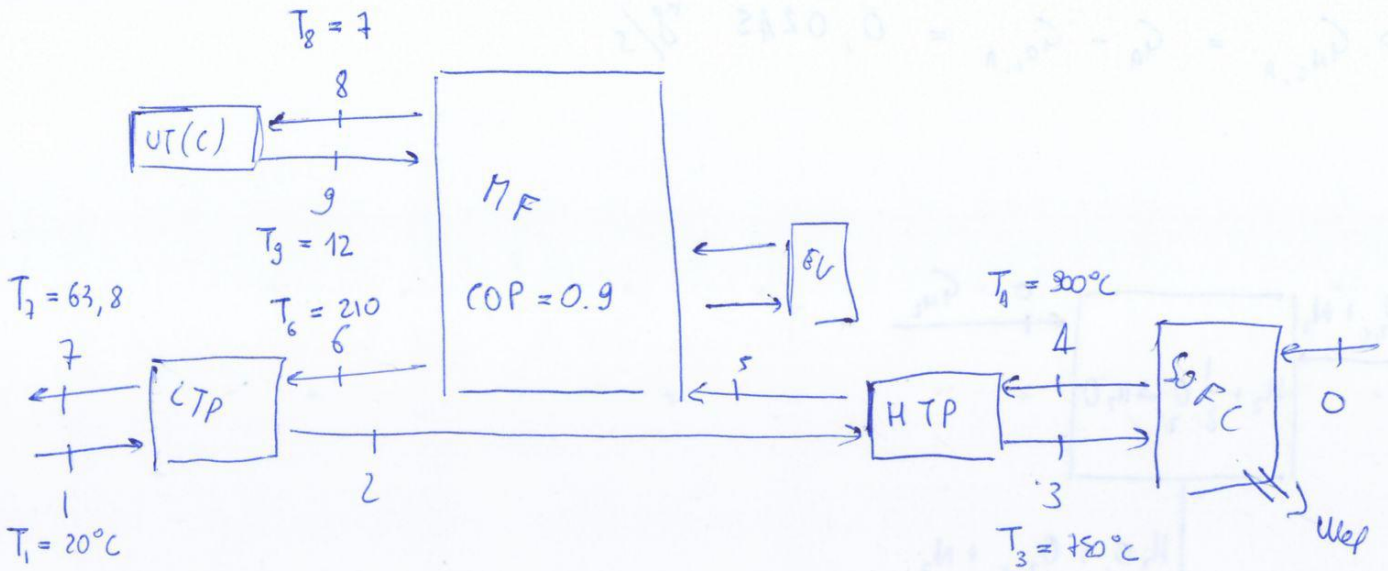
$$\Rightarrow T_0 \dot{\xi}_i dt = G (b_{in} - b_{out}) dt - dU + T_0 dS$$

$$\Rightarrow T_0 \dot{\xi}_i dt = G (b_{in} - b_{out}) dt - mc dT + T_0 m ds$$

$$ds = c \frac{dT}{T} - R \ln \frac{AP}{P}$$

$$\Rightarrow T_0 \dot{\xi}_i dt = G (b_{in} - b_{out}) dt - mc dT + T_0 m c \frac{dT}{T}$$

$$\int_{t_i}^{t_f} T_0 \dot{\xi}_i dt = \int_{t_i}^{t_f} G (b_{in} - b_{out}) dt - \int_{T_i}^{T_f} mc dT + \int_{T_i}^{T_f} T_0 m c \frac{dT}{T}$$



$$G_h = 0,6 \text{ g/s} = 0,0006 \text{ kg/s}$$

$$G_A = 0,032 \text{ kg/s} \left\{ \begin{array}{l} 21\% \text{v } O_2 \\ 79\% \text{v } N_2 \end{array} \right.$$

$$W_{el} = 50 \text{ kW}$$

$$G_f = 0,0326 \text{ kg/s}$$

Dato le % in volume posso calcolare le % in massa

$$\left. \begin{array}{l} 0,21 \cdot Pn_{O_2} = (\%m)_{O_2} = 0,21 \cdot 32 = 6,72 \\ 0,79 \cdot Pn_{N_2} = (\%m)_{N_2} = 0,79 \cdot 28 = 22,12 \end{array} \right\} \Rightarrow w_2 = \frac{6,72}{6,72 + 22,12} = 0,233$$

~~21% in volume~~

~~$Pn = \frac{g}{mol}$~~

~~$\Rightarrow mol = \frac{kg}{PM}$~~

~~$kg = Pn \cdot mol$~~

~~$G_A \cdot 100 = G_{O_2} \cdot PM_{O_2} \cdot 21$~~

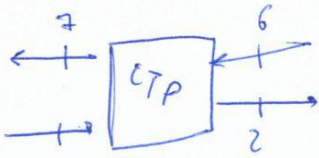
~~$\Rightarrow \frac{G_A \cdot 21 \cdot 32}{100} = \frac{G_{O_2} \cdot 100}{100} \Rightarrow G_{O_2, A} =$~~

$$G_{O_2, A} = G_A \cdot (\%m)_{O_2} = 0,00746 \text{ kg}$$

$$PM = \frac{kg}{mol} \Rightarrow kg = Pn \cdot mol$$

$$\Rightarrow (\%m) = \frac{Pn (\%vol)}{0,21 Pn_{O_2} + 0,79 Pn_{N_2}} = 0,233$$

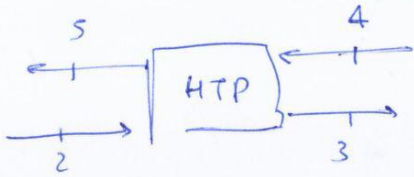
$$(\%m)_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{m_A} = \frac{m_{O_2}}{m_{O_2} + m_{N_2}} = \frac{0,21 Pn_{O_2}}{0,21 Pn_{O_2} + 0,79 Pn_{N_2}} = 0,233$$



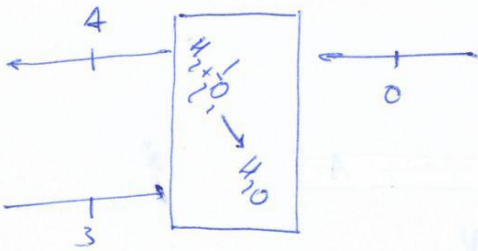
$$-G_f b_7 - G_A b_2 + G_f b_6 + G_A b_1 = + T_0 \Sigma_i$$

$$T_0 \Sigma_i = G_A (b_1 - b_2) + G_f (b_6 - b_3)$$

$$= 0,35 \text{ kW}$$



$$T_0 \Sigma_i = G_f (b_4 - b_5) + G_A (b_2 - b_3) = 1,9 \text{ kW}$$

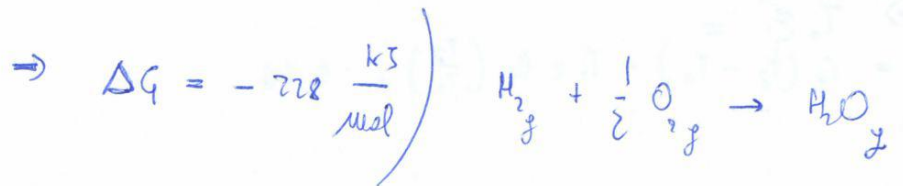


$$-W_{el} + \cancel{\phi_{dip}} \left(1 - \frac{T_0}{T_0}\right) = \sum_k G_k b_k + \sum_k G_k (\xi_0)_k + T_0 \Sigma_i$$

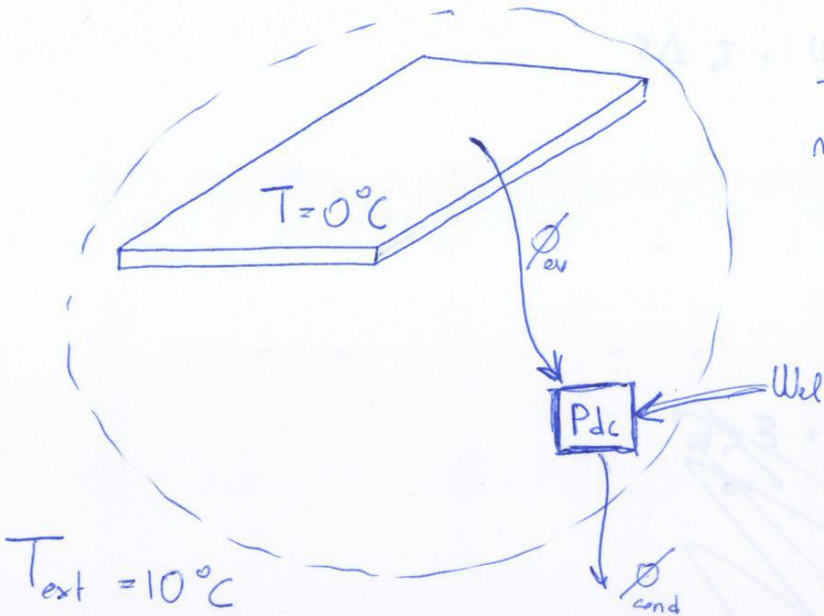
$$\Rightarrow T_0 \Sigma_i = -W_{el} - \left\{ G_f b_4 - G_A b_3 - \cancel{G_A b_2} \right\} - \left\{ \cancel{G_f (\xi_0)_{H_2O}} - \cancel{G_A (\xi_0)_{O_2}} - G_A (\xi_0)_{H_2} \right\}$$

$$H \rightarrow H_2O \quad (\xi_0)_{H_2O} = 0$$

$$O \rightarrow O_2 \quad (\xi_0)_{O_2} = 0$$



$$\Delta g = \frac{\Delta G}{PM_{H_2}} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{mol}} \right] \left[\frac{\text{mol}}{\text{kg}} \right] = \frac{-228,6}{0,002} = -114 \cdot 300 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$



$$V = 20 \cdot 30 \cdot 0,08 = 48 \text{ m}^3$$

$$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$m = \rho V = 48'000 \text{ kg}$$

$$W_{el} = -130 \text{ kW}$$

$$COP = 4$$

$$\Delta u = 333,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \Rightarrow \Delta U = 16'008'000 \text{ kJ} = 16,008 \text{ GJ}$$

$$\Delta s = 1,22 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \Rightarrow \Delta S = 58'560 \frac{\text{kJ}}{\text{K}}$$

$$\cancel{Q_{cond}} \left(1 - \frac{T_0}{T_0}\right) - W_{el} = \frac{\partial A}{\partial t} + \underbrace{\sum \cancel{Q_b} + \sum \cancel{Q_p}}_{=0} + T_0 \epsilon_i$$

$$T_0 \epsilon_i = -W_{el} - \frac{\partial A}{\partial t}$$

$$T_0 \epsilon_i dt = -W_{el} dt - \cancel{dU_c}_{=0} - \cancel{dE_p}_{=0} - \cancel{P_0 dV}_{=0} + T_0 ds$$

$$\int_{t_i}^{t_f} T_0 \epsilon_i dt = - \int_{t_i}^{t_f} W_{el} dt - \Delta U + T_0 \Delta S$$