

# POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale  
in Ingegneria Energetica e Nucleare

Tesi di Laurea Magistrale

Analisi energetica di una cartiera:  
interventi di riduzione dei consumi,  
aumento della produttività e della  
stabilità di processo



**Relatore**  
Prof. Vittorio Verda

**Candidato**  
Riccardo Lo Presti

**Correlatore**  
Prof.ssa Elisa Guelpa

Anno accademico 2019/2020



Indice:

INTRODUZIONE.....	III
<b>CAPITOLO 1</b>	
<b>Generalità e visione d'insieme.....</b>	<b>1</b>
1.1 La cellulosa.....	1
1.2 La carta.....	3
1.3 Panoramica europea e impatto ambientale.....	4
1.4 Fabbisogno di energia.....	6
1.5 Burgo Ardennes.....	8
1.5.1 Descrizione del processo.....	8
1.5.2 Impianto di cottura.....	10
1.5.3 Concentrazione del liquor nero.....	13
1.5.4 Macchina continua.....	17
1.5.5 Produzione di cellulosa.....	19
<b>CAPITOLO 2</b>	
<b>Analisi dei consumi.....</b>	<b>20</b>
2.1 Analisi storica.....	20
2.2 Dettaglio dei consumi annui (2019).....	29
2.3 Impatto del nuovo impianto di cottura.....	34
<b>CAPITOLO 3</b>	
<b>Variazioni di carico.....</b>	<b>38</b>
3.1 Consumo di vapore di bassa pressione in cottura.....	38
3.2 Dimensionamento di un accumulatore di vapore.....	41
3.3 Desurriscaldatore.....	46
3.4 Progetto Enero Solutions.....	48
3.4.1 Descrizione del problema.....	48
3.4.2 Conrollo a 1 elemento.....	48
3.4.3 Controllo a 3 elementi.....	49
3.4.4 Soluzioni complementari.....	50
3.4.5 Controllo del livello: logica a 1 elemento.....	50
3.4.6 Controllo del livello: logica a tre elementi.....	51
3.4.7 Controllo del flusso dell'acqua di alimento.....	52
3.4.8 Analisi della logica attuale.....	53
3.4.8.1 Caldaia BWE.....	53
3.4.8.2 Caldaia KV.....	55
3.4.8.3 Valvole di bypass.....	57
3.4.9 Risultati attesi.....	60
<b>CAPITOLO 4</b>	
<b>Riduzione dei consumi di vapore.....</b>	<b>61</b>
4.1 Dimensionamento di una pompa di calore.....	62
4.2 Pompa di calore 1.....	69
4.3 Pompa di calore 2.....	73
4.4 Pinch analysis.....	78
4.4.1 Pompa di calore 1.....	78
4.4.2 Pompa di calore 2.....	82
CONCLUSIONE.....	85
BIBLIOGRAFIA.....	86



# INTRODUZIONE

L'obiettivo di questo progetto consiste nello studiare e nel comprendere il funzionamento e le caratteristiche di uno stabilimento industriale dedicato alla produzione integrata di carta patinata e cellulosa. Ciò rappresenta la base di partenza per poter suggerire ed implementare nuove azioni volte principalmente alla riduzione dei consumi e all'aumento dell'efficienza.

Nel capitolo 1 saranno illustrati gli elementi chiave utili a comprendere il mondo dell'industria cartaria [1]. Successivamente, ci si focalizzerà nello specifico sull'impianto di Burgo Ardennes situato a Virton (Belgio), dandone una descrizione generale che rappresenta il punto di partenza fondamentale per la comprensione dell'analisi dei dati relativa ai consumi e alle proposte avanzate al fine di migliorare il rendimento e la produttività dello stabilimento.

Nel capitolo 2 verranno messi in luce i dati relativi ai consumi dello stabilimento, in seguito utilizzati per l'individuazione delle aree di miglioramento su cui ci si è concentrati. Nello specifico, l'analisi è stata condotta su tre livelli di approfondimento; partendo da una serie di dati storica, legata ai consumi annuali, ci si è focalizzati sui consumi mensili relativi all'anno 2019, fino ad arrivare alla valutazione dell'impatto in ambito energetico conseguente all'installazione del nuovo impianto di cottura.

Nel capitolo 3 verrà affrontato il tema delle variazioni di carico, aspetto fondamentale per quanto concerne l'affidabilità, la produttività e la durabilità dello stabilimento. Da un lato, si analizzerà il punto di maggiore criticità, suggerendo in seguito una possibile soluzione; dall'altro, in collaborazione con Enero Solutions, verranno avanzate delle proposte di miglioramento dell'attuale logica di controllo per quanto riguarda la variazione del livello di liquido all'interno dei corpi cilindrici delle relative caldaie.

Nel capitolo 4, infine, verranno illustrati possibili interventi di efficientamento energetico finalizzati alla riduzione del consumo di vapore sulla base dei dati raccolti e dell'analisi dell'impianto effettuata. Nel dettaglio, ci si è concentrati sulla produzione di acqua calda a diversi livelli di temperatura.

# CAPITOLO 1

## Generalità e visione d'insieme

### *1.1 La cellulosa*

La cellulosa, la cui formula chimica è  $(C_6H_{10}O_5)_n$ , è un polimero del glucosio che si trova nella maggior parte delle piante e, oltre ad essere insolubile in acqua, ha anche un'importante funzione strutturale; il legno ne è composto per circa il 50%.

Allo scopo di estrarre la cellulosa dal legno, quest'ultimo, dopo essere stato ridotto in chips, viene trattato con soluzioni opportune in autoclavi di grandi dimensioni che prendono il nome di digestori. Tale operazione di cottura permette di estrarre dal legno le sostanze incrostanti come, per esempio, la lignina e l'emicellulosa.

La scorfecciatura dei tronchi dovrebbe avvenire in modo tale da garantire un risultato che sia il più pulito ed uniforme possibile, al fine di minimizzare le perdite di legno e rendere la corteccia asciutta e incontaminata, per il suo ottimale utilizzo come combustibile.

I tronchi scorfecciati vengono ridotti in chips mediante un macchinario apposito per permettere all'acqua, alle sostanze chimiche e al calore di rendere il processo di cottura più rapido e uniforme. Una corretta dimensione dei chips di legno è fondamentale per il raggiungimento di un alto rendimento di processo e di una pasta di cellulosa di qualità.

In particolare, nello stabilimento preso in esame viene adottato il metodo Kraft il quale, trovando applicazione per circa l'80% della produzione mondiale di cellulosa, è il processo di lavorazione del legno più largamente diffuso per quanto riguarda l'industria cartaria. Esso viene anche denominato metodo al solfato per via della necessaria integrazione di solfato di sodio allo scopo di compensare le perdite chimiche.

Durante il processo ad alta temperatura, avviene la separazione della parte fibrosa dalla matrice legnosa che viene disciolta nella soluzione chimica di cottura, denominata liquor bianco e composta principalmente da idrossido di sodio (NaOH) e solfato di sodio ( $Na_2S$ ).

All'interno di quello che viene denominato digestore viene iniettata una soluzione di soda caustica (NaOH) con una concentrazione di 40-60 g/l (pH>10) in quantità pari a circa il 15-25% del peso secco del legno. Il trattamento ha una durata che varia dalle 2 alle 4 ore e viene effettuato ad una temperatura compresa fra i 150 e i 180°C alla pressione di 5-10 bar.

All'uscita dal digestore, sono presenti sia le fibre che la soluzione chimica contenente, a questo punto, sostanze chimiche inorganiche e una gran quantità di materiale organico.

Nella fase di digestione si scioglie circa il 40-45% del materiale legnoso in ingresso al bollitore; la miscela di liquido e solido in uscita può arrivare a contenere 500 kg di reagenti per tonnellata di pasta. La soluzione così composta prende il nome di liquor nero e viene separata dalla parte fibrosa, detta anche pasta di cellulosa, mediante successivi stadi di lavaggio.

In questo modo è poi possibile estrarre dal liquor nero fino al 99% delle sostanze chimiche presenti per poterle riutilizzare all'interno del digestore e

impiegare ciò che resta come combustibile, dato il suo contenuto energetico non indifferente.

La separazione della pasta di cellulosa dal liquor nero, contenente lignina e reagenti, presenta due aspetti controversi:

- per ottenere la massima resa del processo e la massima purezza della pasta sono richiesti notevoli volumi di liquido di cottura e di acqua di lavaggio;
- allo scopo di diminuire il carico inquinante recuperando i reagenti chimici, si cerca di ridurre quanto più possibile la quantità di acqua impiegata nel processo.

In casi come questo, per recuperare un prodotto solubile è necessario procedere con la completa evaporazione del solvente; è così possibile calcolare come il costo di evaporazione dell'acqua, riferito al peso unitario di soluto, vari in modo esponenziale con la concentrazione della soluzione.

Il processo di sbiancamento della pasta di cellulosa, eseguito in un numero di passaggi che può variare da 3 a 5, ha lo scopo di raggiungere determinati standard di qualità per quanto riguarda la lucentezza, la pulizia e la forza. Le sostanze chimiche generalmente in esso impiegate sono: biossido di cloro ( $\text{ClO}_2$ ), ossigeno ( $\text{O}_2$ ), perossido di idrogeno ( $\text{H}_2\text{O}_2$ ) e idrossido di sodio ( $\text{NaOH}$ ).

Il contenuto energetico del liquor nero è generalmente sufficiente a rendere il processo di cottura del legno autosufficiente sia dal punto di vista del fabbisogno di potenza termica che da quello di potenza elettrica. Allo scopo di migliorare l'efficienza energetica della sua combustione, il liquor nero viene trattato in un impianto di evaporazione affinché raggiunga un livello di contenuto solido del 70-85% rispetto al 14-18% a cui si trova a valle del lavaggio.

La maggior parte della potenza termica viene consumata per il riscaldamento di fluidi e per l'evaporazione dell'acqua; in parte essa viene anche utilizzata per accelerare e controllare le reazioni chimiche. Invece, la potenza elettrica viene impiegata perlopiù nel trasporto dei materiali e nel funzionamento delle macchine continue.

La quota di energia consumata dall'essiccazione della pasta di cellulosa rappresenta generalmente il 25% dei consumi di energia termica e il 15-20% di quelli di energia elettrica; oltre il 50% di energia elettrica viene molto spesso consumato dalle pompe dell'impianto.

Il sale fuso, denominato anche liquor verde, prodotto di scarto della combustione all'interno della caldaia di rigenerazione, viene riprocessato allo scopo di ottenere nuovamente, attraverso la reazione di caustificazione, la soda caustica da poter riutilizzare nel digestore a monte dell'impianto.

## *1.2 La carta*

Provenendo da fonti naturali, le fibre necessitano di diversi passaggi di separazione e lavaggio e, successivamente, devono subire un processo di sbiancamento mediante cloro o biossido di cloro.

Giunti a questo stadio della lavorazione si possono produrre balle di cellulosa (poi utilizzate come materie prime dalle cartiere, necessitando quindi di essere di nuovo miscelate in pulper) o si può passare direttamente alla formazione dei fogli, come nel caso dello stabilimento preso in esame.

La soluzione di cellulosa, al 3% di residuo secco, viene fatta drenare attraverso la cassa di flusso, depositandosi su una tela che scorre in continuo.

Le fibre, allineandosi preferibilmente in senso macchina, si concentrano e si compattano, formando il foglio iniziale, ancora composto per l'80% da acqua.

La velocità della tela determina l'orientamento delle fibre e, di conseguenza, le resistenze meccaniche trasversali e longitudinali. All'interno della seccheria viene quindi eseguita la pressatura e l'essiccazione attraverso dei rulli dotati di feltro, ottenendo un foglio la cui concentrazione di acqua si è ridotta al 3-4%.

Alla carta grezza così ottenuta vengono applicati diversi additivi come rivestimento superficiale in modo tale da ottenere le proprietà desiderate. Gli agenti patinanti sono di solito polimeri studiati per ottenere una migliore superficie su cui scrivere o stampare.

A seconda delle necessità, il foglio può affrontare un secondo processo di essiccamento o ulteriori rifiniture superficiali.

Per ogni tonnellata di carta prodotta vengono generalmente impiegate 0,5 tonnellate di cellulosa e per l'impianto in esame può essere necessario acquistarne determinate quantità da produttori esterni, in funzione delle specifiche caratteristiche che deve avere la carta destinata alla vendita.

### *1.3 Panoramica europea e impatto ambientale*

Come già visto, la materia prima utilizzata per la produzione della carta proviene principalmente dal legno, la fonte di cellulosa più ampiamente disponibile in natura; i suoi componenti sono tendenzialmente naturali e rinnovabili, rendendo il prodotto finito, una volta arrivato a fine vita, più facilmente riciclabile, biodegradabile e compostabile.

In Europa, la maggior parte di esso viene reperito da risorse domestiche. Nel 2008, per esempio, 88,1 milioni di tonnellate di legno (corrispondenti al 79% del fabbisogno totale annuo) provenivano da foreste autoctone, mentre il restante 21% (23,6 milioni di tonnellate) veniva importato.

Per quanto concerne l'impianto oggetto di questo studio, i principali paesi esportatori extra UE sono USA, Brasile e Uruguay.

L'impatto ambientale del settore deriva dai grandi volumi di materie prime ed energetiche trattati, in quanto la carta, per economie di mercato, viene prodotta con un processo industriale che si svolge in impianti di grandi dimensioni. Basti pensare che per la produzione di una tonnellata di carta sono in media richiesti 11,5 GJ di energia primaria, a seconda delle caratteristiche dell'impianto, dei processi produttivi adottati e della qualità del prodotto finale. Il consumo di combustibile ed elettricità rappresenta quindi una voce importante all'interno dei costi di produzione (circa il 21%).

Sebbene l'intensità energetica dell'industria cartaria sia paragonabile a quella di altri settori (si vedano acciaierie, cementifici e vetrerie), il suo punto di forza consiste nel largo impiego di biomassa il cui utilizzo può essere considerato a impatto zero per quanto riguarda l'emissione di CO<sub>2</sub>.

Il principio fondamentale dell'industria della carta, tradizionalmente votata all'impiego di risorse povere e di scarto, può essere identificato nello sviluppo di tecnologie che consentano il riciclo delle fibre di cellulosa. La carta è, ad oggi, il materiale più riciclato in Europa: infatti, circa la metà delle fibre impiegate dall'industria sono di recupero.

Ciononostante, l'industria cartaria viene erroneamente associata a fenomeni di deforestazione: è bene, tuttavia, sapere che solo il 16% del legno utilizzato dall'uomo è destinato alla produzione di carta. Inoltre, si deve tenere in considerazione il fatto che vengono impiegate le specie legnose più comuni e meno pregiate, per la maggior parte provenienti da foreste gestite in modo sostenibile o da colture dedicate, permettendo al settore di vantare i più alti livelli di materia prima certificata per la sostenibilità.

I principali aspetti ambientali legati alla produzione cartaria sono dovuti alle emissioni in acqua, definita come motore del processo produttivo per via delle importanti quantità impiegate. Tuttavia, il 90% dell'acqua utilizzata viene continuamente riciclata e il consumo di acqua fresca si è drasticamente ridotto nel tempo, passando dagli oltre 100 litri degli anni '70 agli attuali 22 necessari per la produzione di un kg di carta.

In definitiva, l'acqua non viene persa alla fine del processo ma è restituita al corpo idrico superficiale dopo essere stata depurata.

Sebbene gli impianti situati nelle zone meno piovose e più aride siano i più interessati ad un'ulteriore riduzione dei consumi di acqua, è difficile aspettarsi il mantenimento di questo trend decrescente: un utilizzo eccessivamente limitato di acqua di processo porterebbe infatti al verificarsi di problemi tecnici, quali corrosione e presenza di residui indesiderati nell'acqua stessa.

In passato, il processo di sbiancamento della cellulosa era basato su un processo fortemente impattante che prevedeva l'impiego di cloro gassoso; quest'ultimo è stato in seguito sostituito con tecnologie basate sul biossido di cloro o su reagenti completamente privi di cloro che hanno permesso così una

totale riconversione dei processi, guidati da una crescente consapevolezza ambientale.

Trattando quasi esclusivamente sostanze naturali, le emissioni delle cartiere non registrano la presenza di inquinanti tossici o persistenti.

Altri aspetti ambientali significativi sono legati all'asciugatura della carta, un processo ad alta intensità energetica responsabile delle emissioni di gas serra e di ossidi di azoto da parte dell'impianto.

Generalmente, le cartiere sono il principale utilizzatore di biomassa per la produzione di energia e, in alternativa, tendono a preferire l'impiego di gas naturale, il meno inquinante dei combustibili fossili.

Le cartiere hanno quindi da sempre un occhio di riguardo verso la sostenibilità e il risparmio energetico. Esse possono infatti essere considerate il settore industriale che, più di chiunque, ha investito nella ricerca di una sempre migliore efficienza energetica e nell'impiego di tecnologie di generazione combinata di energia elettrica e calore.

Questo ha permesso loro di ottenere negli anni una generale riduzione dei consumi per la produzione di carta e un sempre più limitato impatto ambientale, arrivando a limitare le emissioni per tonnellata di prodotto finito dell'80-90% rispetto ai livelli del 1980.

In conclusione, va considerata anche la produzione di residui, quali fanghi derivanti dalla depurazione delle acque reflue e scarti composti da fibre non recuperabili, che rappresentano tuttavia una minima parte rispetto al rifiuto evitato grazie al riciclo.

L'obiettivo è infatti quello di minimizzare quanto più possibile i rifiuti da mandare alla discarica grazie alla valorizzazione energetica degli scarti e al reimpiego delle ceneri all'interno di cementifici.

## 1.4 Fabbisogni di energia

Al giorno d'oggi, la tendenza di un impianto industriale è quella di ridurre i consumi e aumentare la produzione di potenza fino ad arrivare ad ottenere una plusvalenza da poter rivendere al mercato energia, generando dei buoni margini di profitto, considerando il costante aumento dei prezzi.

In un impianto di produzione integrato, come quello preso in esame, la potenza termica prodotta in eccesso, derivante dalla combustione del liquor nero, non è tuttavia sufficiente a coprire anche i fabbisogni energetici legati alla produzione della carta.

La quota mancante viene quindi prodotta mediante la combustione di corteccia in una apposita caldaia; le ceneri così ottenute, purché non contaminate, possono essere utilizzate come fertilizzante. In aggiunta, i picchi di consumo vengono coperti utilizzando caldaie di dimensioni più piccole alimentate a metano.

Rispetto alle caldaie tradizionali, quelle impiegate nella produzione di carta e cellulosa devono funzionare per la maggior parte dell'anno, fino ad oltre 8000 ore. Inoltre, esse devono costantemente adattarsi alle condizioni di lavoro dell'impianto facendo fronte a importanti e rapide variazioni di carico.

La potenza termica, solitamente nella forma di vapore ad alta pressione, viene utilizzata per generare potenza elettrica attraverso le apposite turbine. Il vapore può inoltre essere estratto dalle turbine stesse a diversi livelli di pressione (media o bassa) per essere impiegato in varie attività quali:

- riscaldamento di acqua, dei chips di legno, delle fibre di cellulosa, di aria e di sostanze chimiche fino al raggiungimento della temperatura di processo;
- evaporazione dell'acqua contenuta nel liquor nero prima che venga impiegato come combustibile;
- evaporazione dell'acqua contenuta nella cellulosa o nella carta nelle apposite seccherie delle relative macchine.

La potenza elettrica viene invece impiegata per:

- battitura e raffinazione della pasta di cellulosa;
- azionamento delle macchine continue legate alla produzione di cellulosa e carta;
- trasporto mediante pompe, ventilatori e nastri;
- miscelamento di fluidi;
- preparazione di sostanze chimiche;
- azionamento di pompe e compressori.

Tra i fattori che generalmente sono responsabili di un aumento dei consumi specifici di potenza elettrica per quanto riguarda la produzione di cellulosa e carta è importante considerare:

- requisiti di qualità per la carta più elevati;
- aumento della velocità delle macchine continue;
- riduzione dei consumi di potenza termica mediante l'impiego di nuove tecnologie per i processi di asciugatura (presse o essiccatori elettrici a infrarossi);
- sempre più severi requisiti ambientali e tecniche di controllo.

L'efficienza dei processi legati alla produzione sia di carta che di energia può essere migliorata attraverso lo sviluppo di avanzati sistemi di monitoraggio.

Per certi versi, la domanda di calore di alcune delle utenze dipende dalle condizioni ambientali in cui si trova a lavorare il sito di produzione.

Ci sono numerose differenze anche solo tra impianti situati nelle regioni più a nord dell'Europa rispetto a quelli più a sud. Ciononostante, sebbene le fasi di pretrattamento necessarie al raggiungimento di soddisfacenti condizioni di combustione siano specifici e possano variare a seconda dell'impianto, il loro scopo generale è legato alla rimozione di materiali indesiderati, alla riduzione degli inquinanti e all'omogeneizzazione dei parametri fisici dei combustibili (come ad esempio potere calorifico, dimensioni e densità).

In particolare, è importante mantenere la concentrazione di Cl, K e Na all'interno dei limiti di design, in modo da poter ridurre la corrosione ad alta temperatura e i lavori di manutenzione e riparazione, per ottenere così una più alta disponibilità dell'impianto e minori livelli di emissioni.

## *1.5 Burgo Ardennes*

Burgo Ardennes è uno dei 12 stabilimenti appartenenti a Burgo Group S.p.A. Situato a Virton, nel Belgio del sud, ed è l'unico sito produttivo del gruppo che integra alla produzione di carta patinata quella di cellulosa.

Esso venne costruito a metà degli anni Sessanta per la sola produzione di cellulosa e soltanto in seguito, con l'acquisizione dello stabilimento da parte di Burgo nel 1992, venne implementata la produzione di carta patinata.

### *1.5.1 Descrizione dell'impianto*

In figura 1 è possibile osservare lo schema di funzionamento dell'intero stabilimento.

I tronchi di legno vengono consegnati allo stabilimento come materia prima, pronti per essere scortecciati e ridotti in chips. Mentre questi ultimi vengono inviati alla cucina, le cortecce vengono utilizzate come combustibile all'interno di una caldaia a biomassa risalente al 1992 denominata BWE.

La cottura del legno avviene mediante l'impiego di liquor bianco e vapore e richiede circa 5 ore; al termine di questo processo si ottiene un impasto composto da liquor nero e cellulosa grezza, i quali vengono separati uno dall'altro attraverso l'apposito stadio di lavaggio.

La cellulosa viene quindi trattata chimicamente per raggiungere le caratteristiche di lucentezza e brillantezza desiderate. A questo punto, essa può essere seccata e immagazzinata in quelle che vengono denominate balle, pronte per essere spedite e vendute; in alternativa, può essere inviata alla macchina continua per essere ulteriormente lavorata fino ad ottenere la carta destinata alla vendita.

Per quel che concerne il liquor nero, prima di poter essere utilizzato come combustibile, viene sottoposto a diversi stadi di evaporazione allo scopo di aumentare la sua concentrazione dal 16% all'80%. Solo a questo punto è pronto per essere bruciato all'interno dell'apposita caldaia, denominata KV e installata nel 2001.

Ciò che rimane dalla combustione del liquor nero viene chiamato liquor verde, ed è quest'ultimo a subire la reazione di caustificazione mediante calce viva (CaO); grazie a questo processo, esso viene rigenerato e trasformato nuovamente in liquor bianco, pronto per essere impiegato ancora nella cottura del legno.

Il carbonato di calcio (CaCO<sub>3</sub>), prodotto durante questa reazione, viene filtrato, separato e inviato ad un forno a calce, dal quale si ricava nuovamente calce viva (CaO) pronta per essere reimpiegata durante la caustificazione.

Nel 2015, ad affiancare le due caldaie sopra citate (una a corteccia e l'altra a liquor nero), è stata installata una terza caldaia, funzionante a metano, al fine di soddisfare in maniera più efficace il fabbisogno di energia, data la sua capacità di far fronte alle più rapide variazioni di carico.

Le tre caldaie lavorano quindi in parallelo, generando vapore a 60 bar e 460°C che viene inviato a due turbine per la produzione di potenza elettrica: il vapore viene contemporaneamente spillato dalle due turbine per far fronte ai diversi fabbisogni termici dei vari processi produttivi.

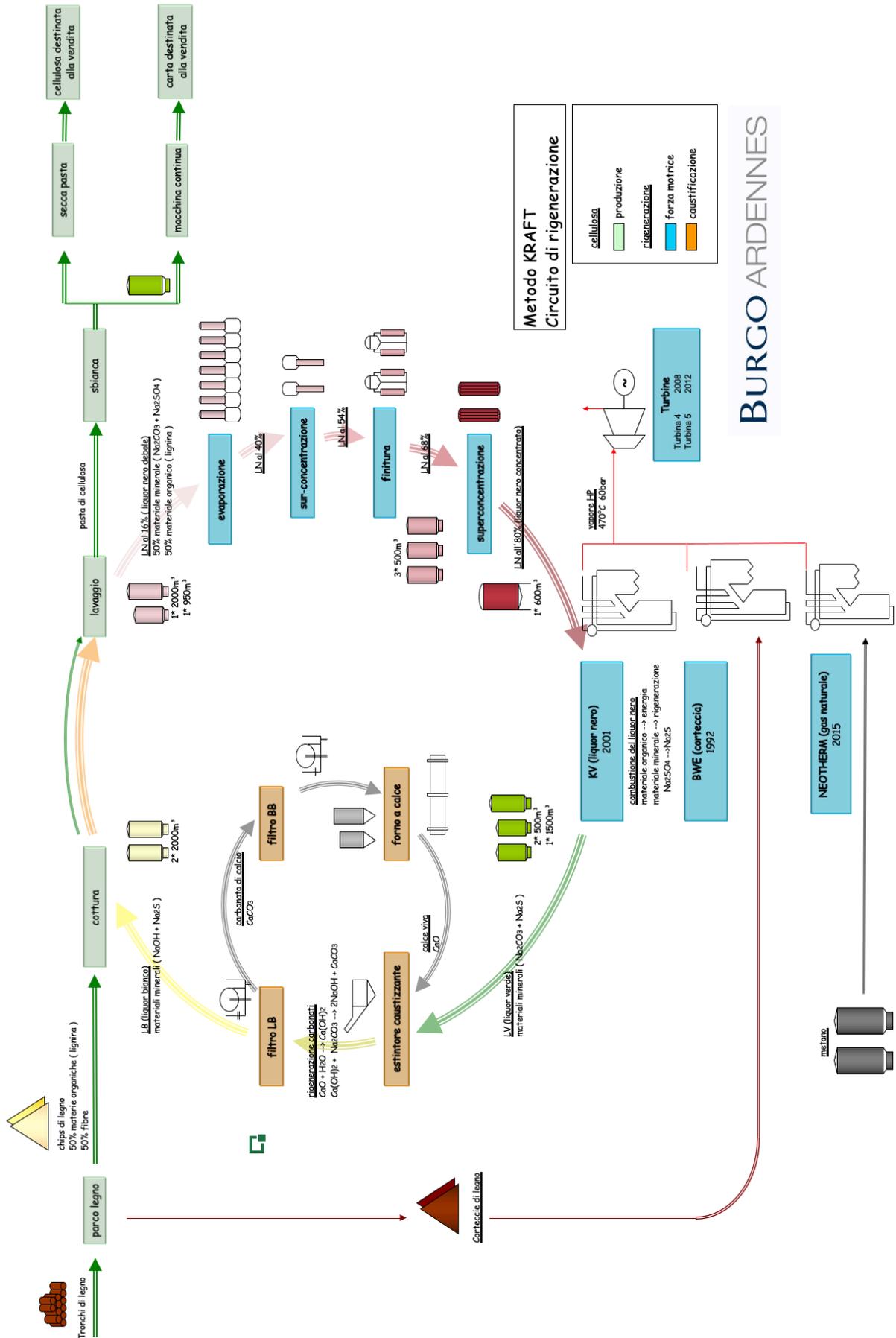


Figura 1. Schema di funzionamento dello stabilimento

### 1.5.2 Impianto di cottura

I parametri principali utili alla descrizione e al monitoraggio del processo di cottura sono il fattore H, che rappresenta il tempo di cottura in funzione della temperatura, e il fattore K, che rappresenta il contenuto di lignina residua sulla fibra in uscita dai digestori.

La cottura in sé richiede circa 1,5 ore e avviene ad una temperatura compresa tra i 160 ed i 170°C a una pressione di 6-7 bar.

Le perdite energetiche sempre maggiori, assieme alla crescente produzione di gas incondensabili e di condense inquinate, alla perdita delle caratteristiche meccaniche delle fibre, allo scarso controllo della qualità dell'impasto e alla limitata produttività diventata il collo di bottiglia dell'intero stabilimento, hanno portato all'installazione di una nuova cucina che è stata avviata a fine luglio 2020.

Il nuovo impianto, installato da Valmet, sfrutta la logica SuperBatch la quale si basa sul recupero di liquor nero da poter utilizzare nei cicli di cottura successivi, durante la fase di impregnazione dei chips di legno. Questa operazione consente di utilizzare i composti chimici residui presenti nel liquor nero che non hanno avuto modo di reagire e di sfruttarne il contenuto entalpico ancora elevato.

Il processo si divide in 5 fasi, qui di seguito descritte:

1. Caricamento dei chips e impregnazione con liquor nero (63 minuti):
  - a. 100 t di legna secca;
  - b. 280 m<sup>3</sup> di liquore d'impregnazione;
  - c. 120 kg/t di vapore a bassa pressione.

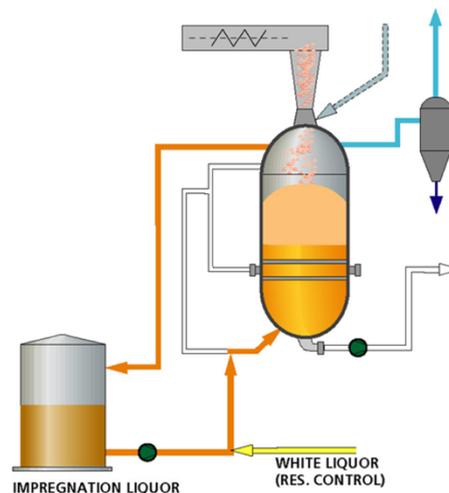


Figura 2. Fase 1

2. Caricamento di liquori caldi (47 minuti):

- a. liquor nero ( $170 \text{ m}^3$ ) e liquor bianco ( $165 \text{ m}^3$ ) a  $160^\circ\text{C}$ ;
- b. 18 t/h di vapore a media pressione;
- c. recupero del liquor nero d'impregnazione.

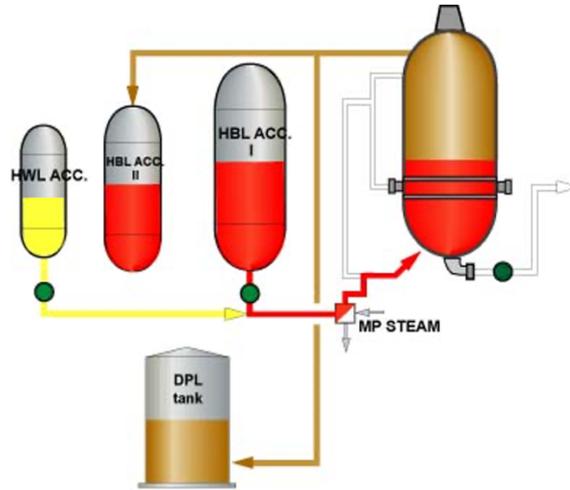


Figura 3. Fase 2

3. Aumento della temperatura e del livello di cottura (85 minuti):

- a. Iniezione diretta di vapore di media pressione.

4. Dislocamento (55 minuti):

- a. raffreddamento dell'impasto con arresto della cottura dei chips di legno ( $<100^\circ\text{C}$ );
- b. recupero del calore di cottura;
- c. effetto di lavaggio aggiuntivo (lavaggio per spostamento).

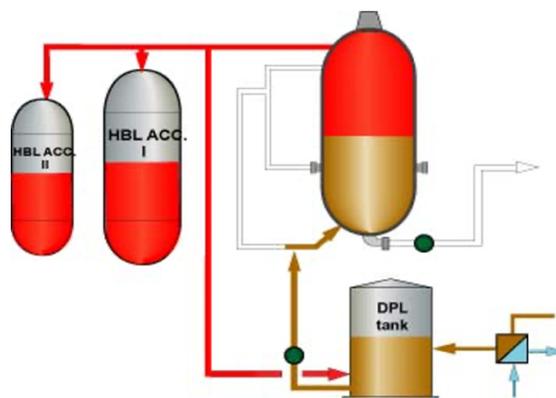


Figura 4. Fase 4

5. Scarico (25 minuti):

- a. estrazione della pasta dal digestore mediante pompaggio;
- b. diluizione della pasta al 5,5% durante lo scarico.

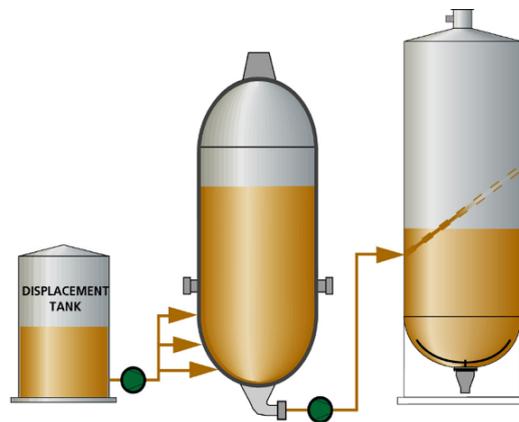


Figura 5. Fase 5

Ricapitolando, l'intero processo consuma 120 kg/t di vapore a bassa pressione e 480 kg/t di vapore a media pressione e richiede, inoltre, 25-30 kWh/t di energia elettrica.

Il liquor nero esausto, che non può più essere fatto ricircolare all'interno del processo di cottura, si trova comunque ad una temperatura di 110-130°C. Come verrà illustrato in seguito, prima di essere inviato allo stadio di evaporazione, viene fatto raffreddare fino alla temperatura di 85°C, sfruttandone il calore per produrre acqua calda fino a 80°C da impiegare nelle fasi di lavaggio e sbianca.

A seguito dell'installazione del nuovo impianto, ci si aspetta una riduzione dei consumi di vapore pari al 50%, un aumento dell'autoproduzione di elettricità di 33 GWh/anno, una riduzione del consumo di legno pari al 3% e una riduzione dell'impatto ambientale dovuto alla produzione del 75% in meno per quanto riguarda condense inquinate e gas incondensabili.

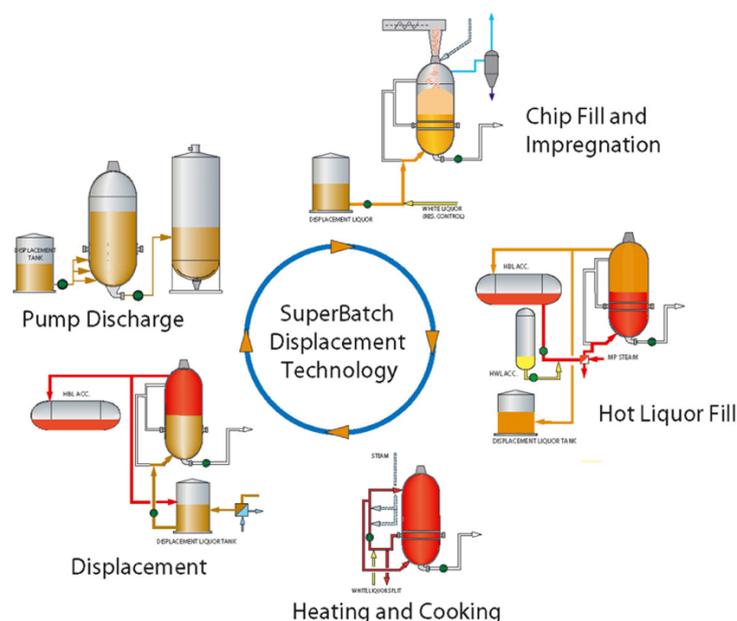


Figura 6. Processo di cottura del legno

### 1.5.3 Concentrazione del liquor nero

Allo scopo di aumentare la concentrazione del liquor nero a valle della sezione di lavaggio, lo stabilimento di Burgo Ardennes è dotato di un impianto di evaporazione a effetto multiplo.

La sua caratteristica principale consiste nell'essere in grado di garantire l'evaporazione di 5 tonnellate di acqua contenute nel liquor nero mediante l'utilizzo di una sola tonnellata di vapore a bassa pressione.

Questo è possibile grazie allo sfruttamento del contenuto entalpico all'interno dell'acqua estratta dal liquor nero in scambiatori di calore successivi, i quali operano a livelli di pressione e temperatura inferiori; in figura 7 ne viene dato un esempio esplicativo.

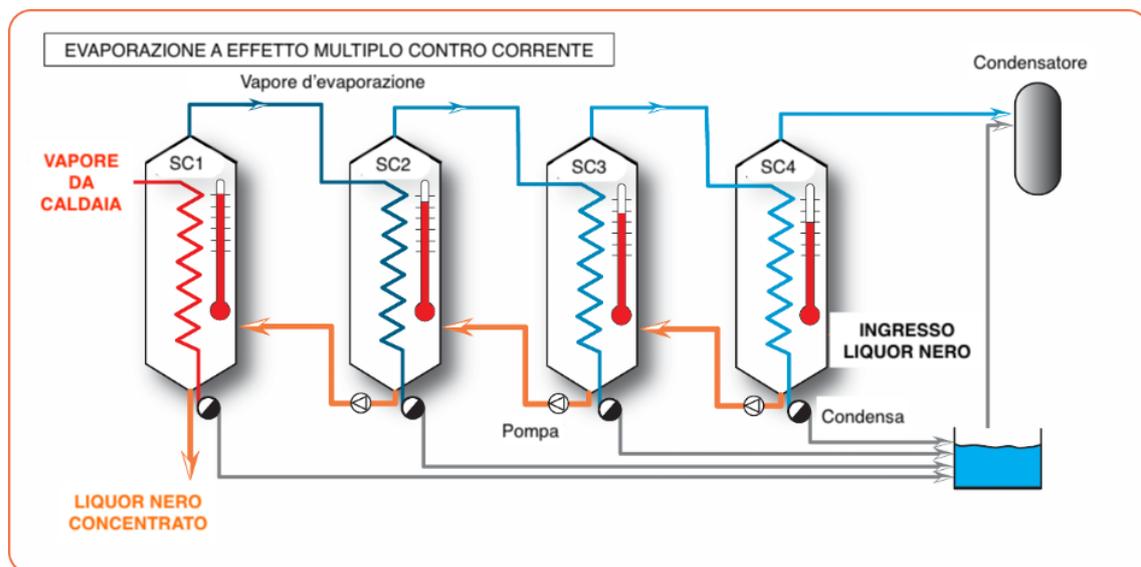


Figura 7. Evaporazione a effetto multiplo

Vista la grande quantità d'acqua in gioco e l'elevato calore di vaporizzazione della stessa, i consumi di energia termica tendono ad essere piuttosto elevati; per questo motivo è importante ridurre quanto più possibile la spesa di vapore.

Un altro elemento caratteristico dell'impianto, sviluppato allo scopo di ridurre i consumi, sono gli evaporatori flash installati all'uscita dei rispettivi stadi di evaporazione, surconcentrazione, finitura e superconcentrazione.

Il principio di funzionamento si basa sulla diminuzione della pressione in seguito alla quale si verifica una parziale evaporazione del liquido ancora contenuto nel liquor nero.

Il vapore così ottenuto viene raccolto e inviato alla sezione di evaporazione, generando un ulteriore risparmio energetico; questa operazione risulta particolarmente efficace a valle delle sezioni di finitura e superconcentrazione.

L'impiego di questi evaporatori richiede una iniziale diminuzione della temperatura del liquor nero in ingresso allo scopo di evitare eventi di vaporizzazione troppo violenti. In figura 8 ne viene illustrato lo schema di funzionamento.

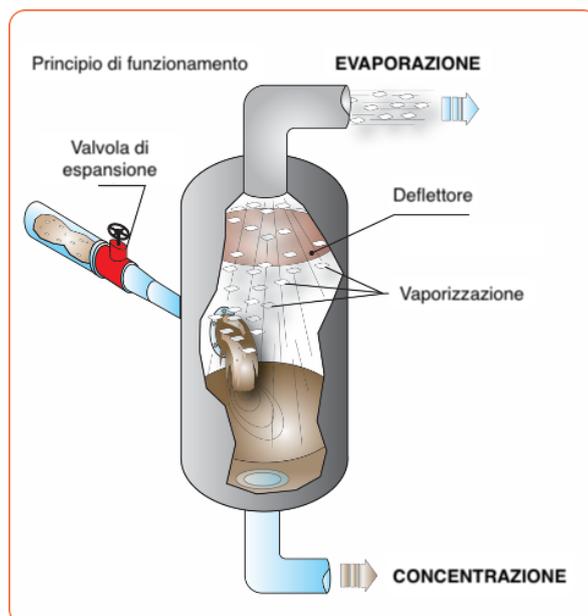


Figura 8. Evaporazione flash

Durante la fase di cottura, vengono prodotti i gas incondensabili responsabili della generazione delle condense inquinate.

Allo scopo di isolare questi gas, le condense inquinate vengono sottoposte al processo di stripping, durante il quale i composti volatili contenuti nell'acqua vengono estratti passando allo stato di gas e successivamente impiegati nella combustione mediante un bruciatore dedicato all'interno della caldaia KV.

Il vapore a bassa pressione (3 bar) viene inviato agli ultimi due scambiatori dell'unità di surconcentrazione (103, 104 o 105) e viene recuperato in seguito come condensa pulita.

L'acqua di evaporazione viene utilizzata come fluido caldo all'interno dello scambiatore 111, per poi essere condensata e trattata come condensa inquinata. In caso di necessità, quest'ultimo scambiatore può essere alimentato direttamente con vapore a bassa pressione.

Il calore del liquido estratto attraverso lo scambiatore 111 alimenta lo scambiatore 112 il quale, a sua volta, è responsabile del funzionamento dello scambiatore 102. Il calore del vapore inquinato generato da quest'ultimo alimenta la sezione di evaporazione.

Ricapitolando:

- gli scambiatori 103, 104 e 105 producono condense pulite;
- gli scambiatori 112 e 102 producono condense inquinate;
- lo scambiatore 111 produce l'una o l'altra a seconda della provenienza del fluido caldo.

Il vapore generato dallo scambiatore 102, assieme a quello prodotto nella sezione di finitura, alimenta la sezione di evaporazione, fungendo da fluido caldo allo scambiatore di calore 3. Successivamente:

- il vapore proveniente dallo scambiatore 3 diventa fluido caldo dello scambiatore 4;
- il vapore proveniente dallo scambiatore 4 diventa fluido caldo dello scambiatore 5;
- il vapore proveniente dallo scambiatore 5 diventa fluido caldo dello scambiatore 6;
- il vapore proveniente dallo scambiatore 6 diventa fluido caldo dello scambiatore 7.

Attraverso la sezione di evaporazione si producono esclusivamente condense inquinate.

Lo scambiatore di calore intermedio 4a utilizza come fluido caldo il vapore proveniente dalla torre di strippaggio; il vapore a sua volta prodotto viene integrato al fluido caldo in ingresso allo scambiatore 5 per compensare la diminuzione della capacità termica dello stesso.

Il vapore di bassa pressione alimenta anche gli scambiatori 40 e 50, appartenenti alla sezione di finitura, all'uscita dei quali esso viene raccolto come condensa pulita.

Il vapore inquinato estratto dagli scambiatori viene invece inviato come fluido caldo alla sezione di evaporazione.

Il vapore prodotto dallo scambiatore di calore flash a valle della sezione di finitura viene invece integrato al fluido caldo che alimenta lo scambiatore 4 nella sezione di evaporazione.

La sezione di superconcentrazione, composta da due scambiatori di calore, viene alimentata da vapore di media pressione a 12 bar. Il vapore generato nello scambiatore 1 funge da fluido caldo per lo scambiatore 2, mentre il vapore generato da quest'ultimo viene integrato al vapore di bassa pressione utilizzato nella torre di strippaggio.

In figura 9 viene proposto uno schema riassuntivo in cui viene evidenziato il percorso del vapore e la temperatura del liquor nero all'interno di ogni scambiatore.

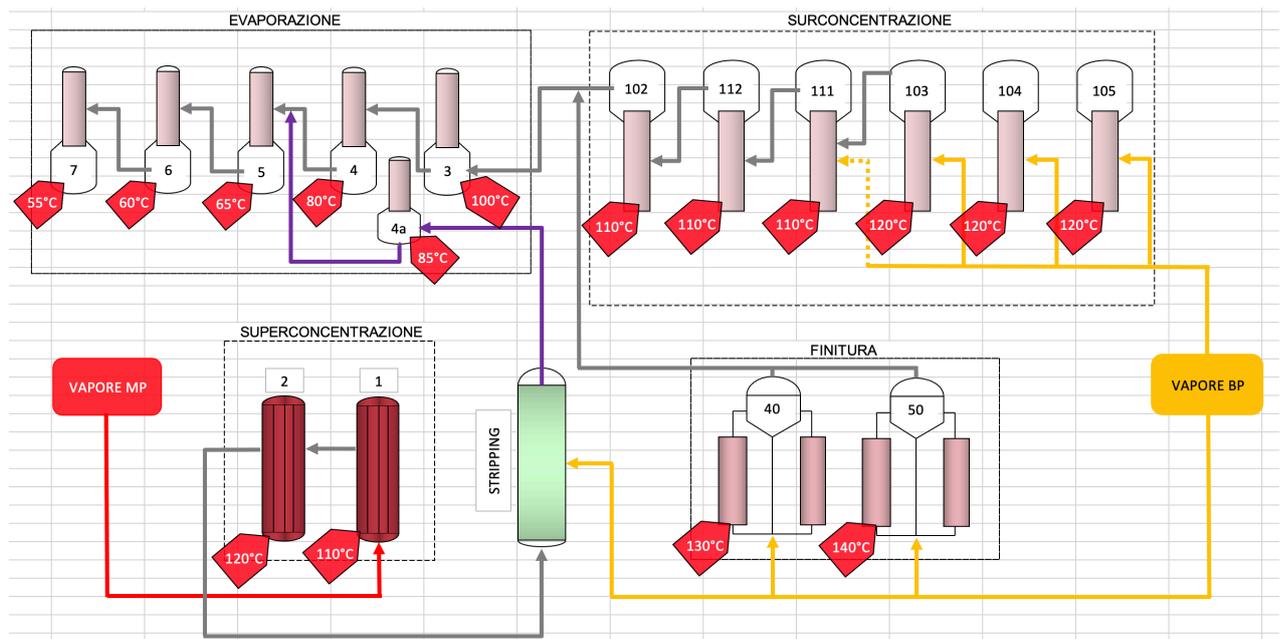


Figura 9. Schema concentrazione liquor nero

Infine, il vapore inquinato estratto dalla sezione di evaporazione ad una pressione di 0,2 bar e ad una temperatura di saturazione di 60°C viene fatto parzialmente condensare attraverso la produzione di acqua a 34°C prelevata inizialmente da un fiume ad una temperatura media di circa 15°C.

Il contenuto entalpico residuo viene estratto mediante l'impiego di apposite torri di raffreddamento.

#### 1.5.4 Macchina continua

Nell'industria cartaria, il processo di essiccazione rappresenta la fase a più alta richiesta di energia, durante la quale la maggior parte del calore viene impiegata per far evaporare l'acqua presente nel foglio di carta.

È quindi importante limitare quanto più possibile la quantità d'acqua che deve essere fatta evaporare attraverso l'utilizzo di soluzioni meccaniche (presse a rullo o a scarpa).

Il processo di essiccazione può essere diviso in tre stadi:

1. formazione del foglio: prima asciugatura per gravità e aspirazione;
2. disidratazione attraverso l'impiego di forze meccaniche (presse);
3. evaporazione finale attraverso l'impiego di potenza termica.

La seccheria è composta da 28 cilindri e viene alimentata da un sistema di distribuzione del vapore definito a cascata. La logica è quella di alimentare gli ultimi cilindri con vapore a più alta entalpia e sfruttarne il contenuto energetico residuo nei cilindri precedenti.

I cilindri dal 28 al 24 vengono alimentati in parallelo da una miscela di vapore a media e bassa pressione e, come tutti gli altri, vengono sottoposti ad un differenziale di pressione che consenta il deflusso del fluido caldo al loro interno. Il salto di pressione consente anche di mantenere il vapore in condizioni di saturazione e di sfruttarne il calore latente di condensazione.

All'uscita, il vapore viene raccolto in un separatore di liquido per poi essere inviato a un termocompressore prima di alimentare il secondo gruppo di cilindri (dal 23 al 12).

L'impiego di un termocompressore aumenta l'efficienza energetica del processo di essiccazione, poiché evita di inviare in condensazione vapore esausto a livelli di pressione e temperatura troppo elevati.

Attraverso l'impiego di vapore a media pressione viene infatti aumentato il livello entalpico del fluido caldo, il quale viene successivamente miscelato ad una seconda quota di vapore a bassa pressione che rappresenta la quota maggiore dei consumi.

Successivamente, viene utilizzato esclusivamente vapore a bassa pressione, e la regolazione viene effettuata cilindro per cilindro, allo scopo di massimizzare il controllo delle condizioni di alimentazione.

Le cadute di pressione vengono controllate in modo tale da poter arrivare a gestire i primi cilindri in condizioni di vuoto, ed è importante regolare l'alimentazione di questi, per evitare che, soprattutto nelle fasi iniziali, la carta si appiccichi al cilindro e comprometta il regolare avanzamento del feltro.

In uscita dalla seccheria, la carta viene fatta passare attraverso la speed sizer, la quale applica un primo strato di patina umidificando di nuovo il foglio; in post seccheria si ritorna dunque al 97% di siccità del prodotto, uguagliando le condizioni di uscita dalla seccheria.

A questo punto, la carta è pronta per essere inviata in patinatrice al per effettuare i trattamenti superficiali finali prima dello stoccaggio e della vendita.

In figura 10 viene proposto lo schema della macchina descritta.

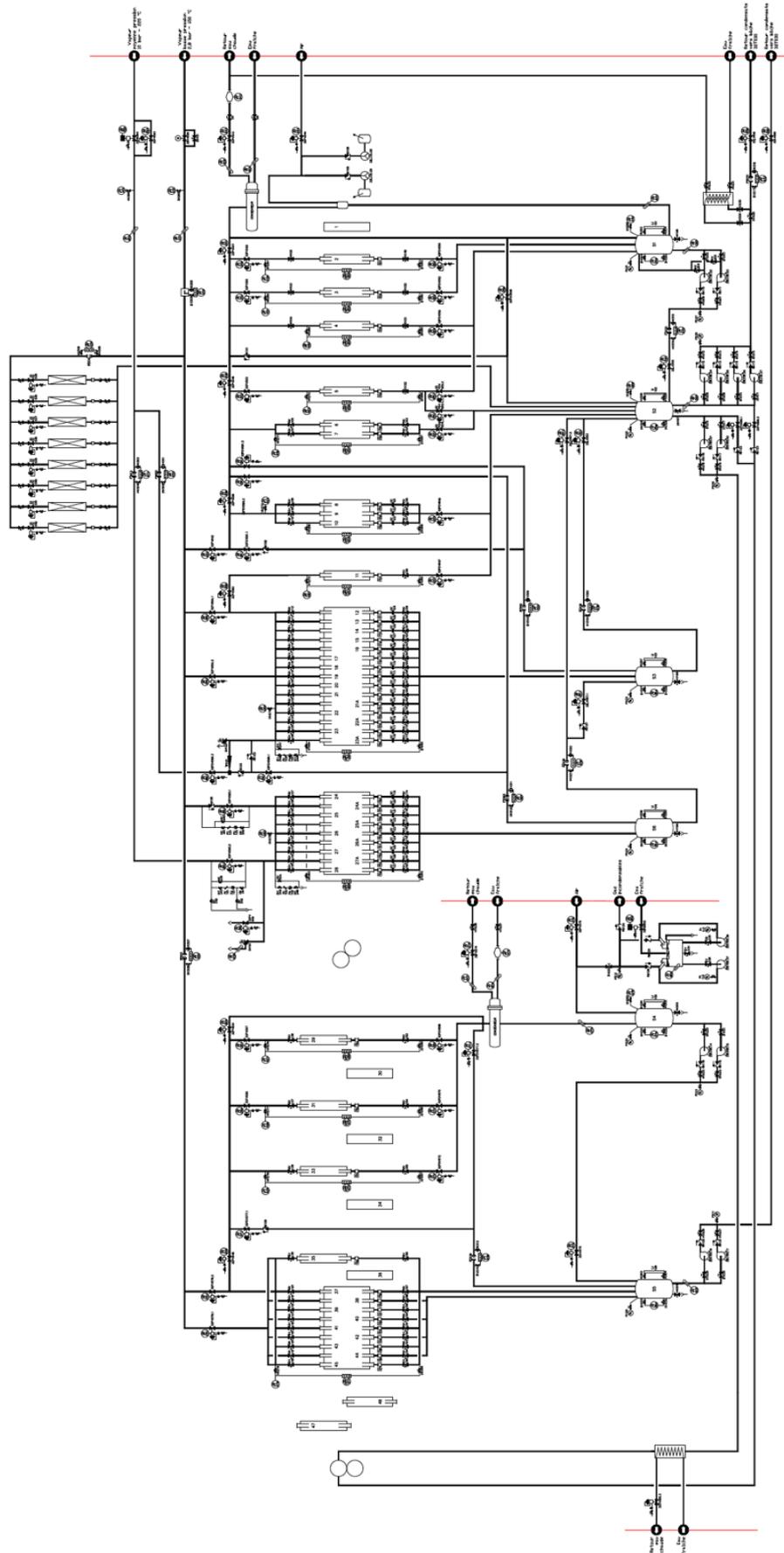


Figura 10. Schema di funzionamento della macchina continua

### *1.5.5 Produzione di cellulosa*

Durante le fasi di lavaggio e sbianca legate alla produzione di cellulosa, il consumo termico è sostanzialmente legato alla produzione di acqua calda a diversi livelli di temperatura.

L'acqua prodotta in questa sezione può anche essere inviata in altre zone dell'impianto per svolgere principalmente operazioni di pulizia, riscaldamento d'ambiente e fornitura di acqua calda sanitaria.

Come già visto, la portata di acqua estratta dal fiume viene scaldata fino alla temperatura di 34°C mediante la condensazione del flusso di vapore inquinato in uscita dalla sezione di evaporazione.

Parallelamente, l'acqua calda a questo livello di temperatura viene prodotta in funzione della necessità di raffreddare i generatori di ozono, prodotto chimico utilizzato nel processo di sbianca.

Indicativamente, si parla di 500 m<sup>3</sup>/h per quanto riguarda la produzione legata alla condensazione degli estratti dall'impianto di concentrazione del liquor nero e di 400 m<sup>3</sup>/h legati all'impianto di produzione dell'ozono.

Di questi 900 m<sup>3</sup>/h, circa metà vengono portati alla temperatura di 80°C attraverso il raffreddamento del liquor nero esausto in uscita dall'impianto di cottura, prima che entri nella sezione di evaporazione.

A causa degli stringenti limiti di temperatura legati al trattamento di alcuni composti chimici, in determinate fasi del processo di sbianca è richiesto l'impiego di acqua ad un livello di temperatura non superiore a 60°C. Questa portata viene prodotta mediante miscelazione diretta di acqua a 34°C e a 80°C.

Successivamente, l'acqua che si trova a circa 55°C, viene scaldata nuovamente e riportata alla temperatura di 70-90°C mediante l'applicazione diretta di vapore di bassa pressione per una quantità pari a circa 10-12 t/h. L'acqua calda così ottenuta viene impiegata nel drenaggio della pasta di cellulosa allo scopo di facilitarne la distribuzione sui feltri delle due pressa pasta.

Per la fase di essiccazione viene dunque utilizzato vapore a media pressione in una procedura del tutto simile a quella legata alla produzione di carta, fatto salvo i trattamenti superficiali che in questo caso non sono necessari.

# CAPITOLO 2

## Analisi dei consumi

### 2.1 Analisi storica

Di seguito vengono illustrati alcuni dati riguardanti i consumi dello stabilimento per il periodo comprendente gli anni dal 2003 al 2019. Nelle figure 11 e 12 sono riportati i valori di produzione sia di cellulosa che di carta espressi in tonnellate.

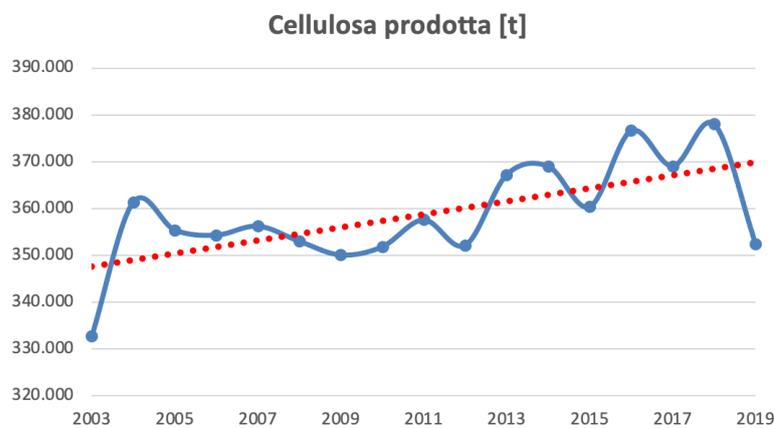


Figura 11. Produzione di cellulosa

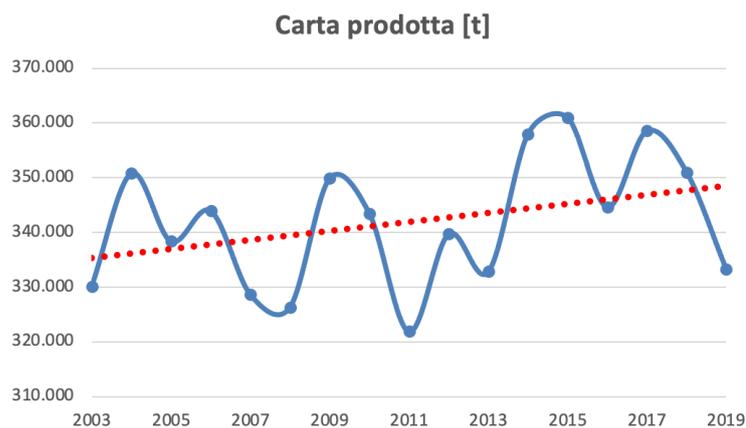


Figura 12. Produzione di carta

Si può notare come, nonostante le oscillazioni temporali più evidenti nella produzione di carta che di cellulosa, il trend sia crescente e segni un graduale aumento della produttività dell'impianto.

Conseguentemente all'aumento di produzione è aumentata la richiesta di vapore, illustrata nelle figure 13 e 14 sia in termini di GJ che in termini di tonnellate, considerando un'entalpia del vapore prodotto di 3,32 GJ/t.

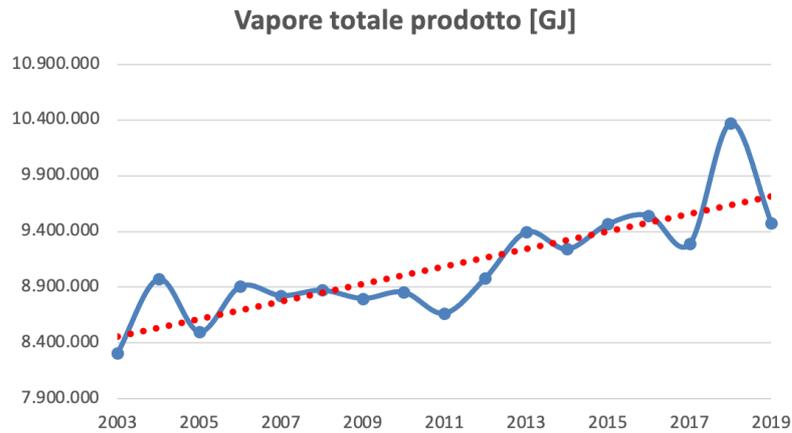


Figura 13. Produzione di vapore in GJ

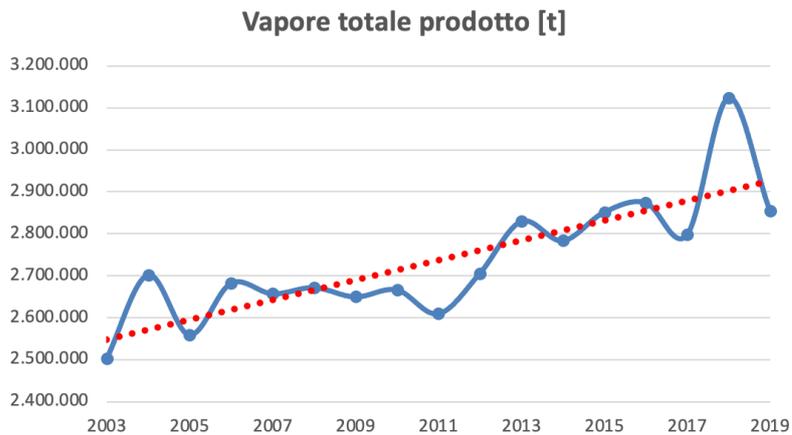


Figura 14. Produzione di vapore in t

Paragonando dunque il vapore richiesto con la carta e la cellulosa prodotte, risulta evidente una riduzione importante dei consumi specifici riguardanti la carta (si veda figura 15), mentre il consumo specifico di vapore legato alla produzione di cellulosa è irrimediabilmente aumentato nel corso degli anni (si veda figura 16).

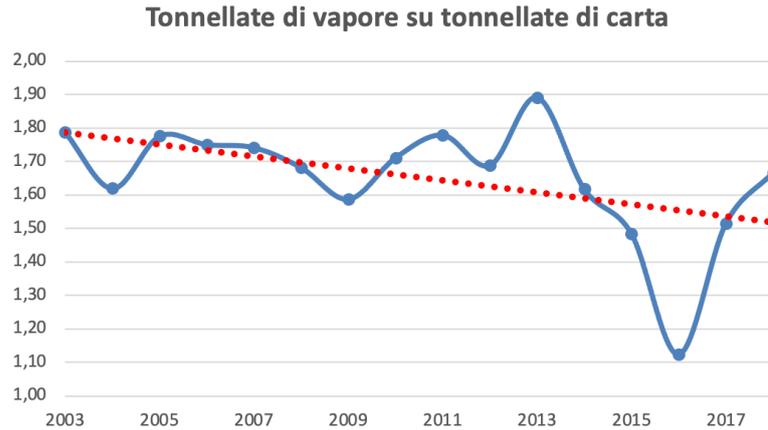


Figura 15. Consumi specifici nella produzione di carta

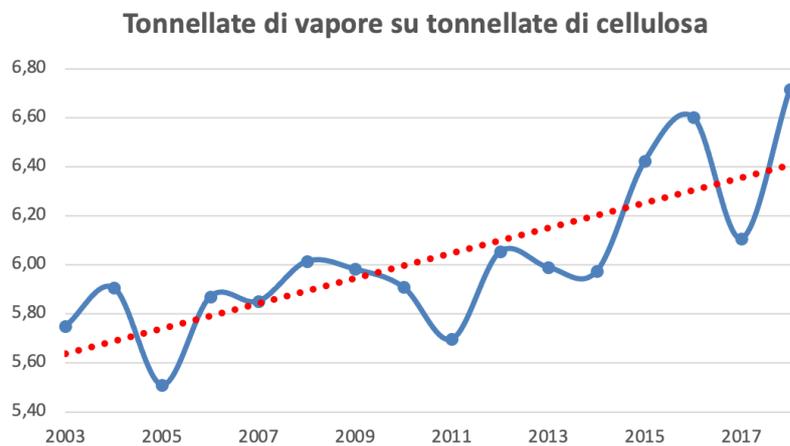


Figura 16. Consumi specifici nella produzione di cellulosa

Questo andamento è giustificato dal fatto che la macchina continua dedicata alla produzione di carta è stata installata successivamente all'impianto di produzione di cellulosa ed è inoltre più semplice effettuare interventi di efficientamento energetico, sostituendo e modificando parti specifiche della macchina stessa.

D'altra parte, l'impianto di cottura legato alla produzione di cellulosa e le annessi sezioni di lavaggio, sbianca e asciugatura sono risalenti al 1963 e non hanno subito modifiche particolari nel corso degli anni.

Questo testimonia la necessità dell'investimento legato alla sostituzione della cucina descritto nel capitolo precedente.

Nelle figure seguenti sono mostrati i risultati legati alla produzione e ai consumi di energia elettrica, sia in termini assoluti che specifici.

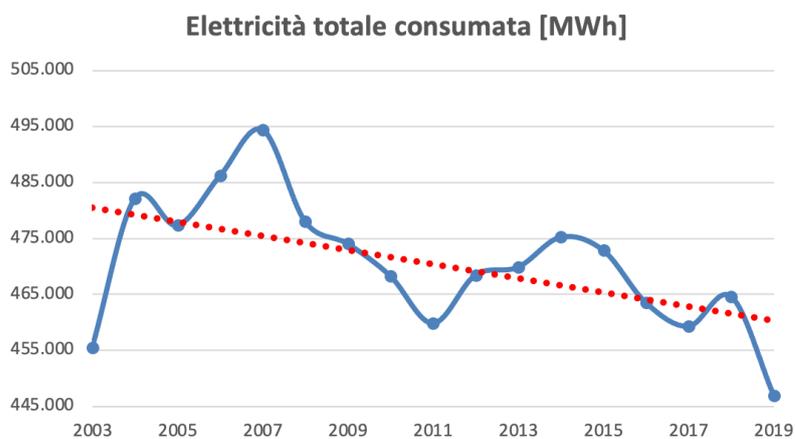


Figura 17. Consumi di energia elettrica

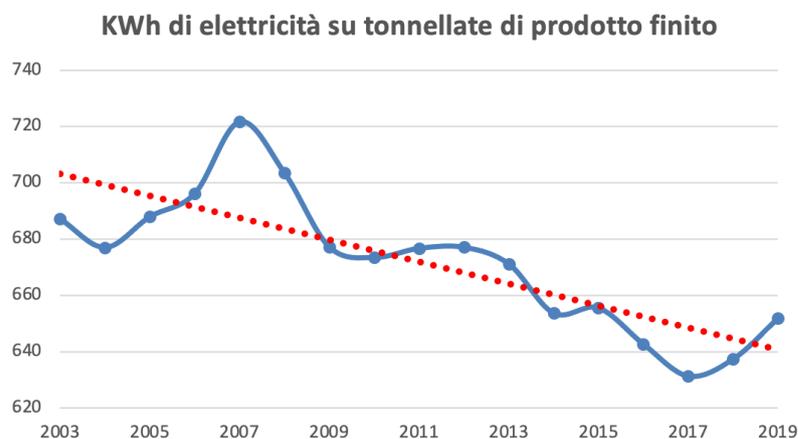


Figura 18. Consumi specifici di energia elettrica

Dalla loro osservazione, risulta evidente come i consumi di energia elettrica siano costantemente diminuiti nel corso degli anni.

È comunque interessante prestare attenzione all'andamento dell'elettricità acquistata nei confronti di quella prodotta per cogenerazione.

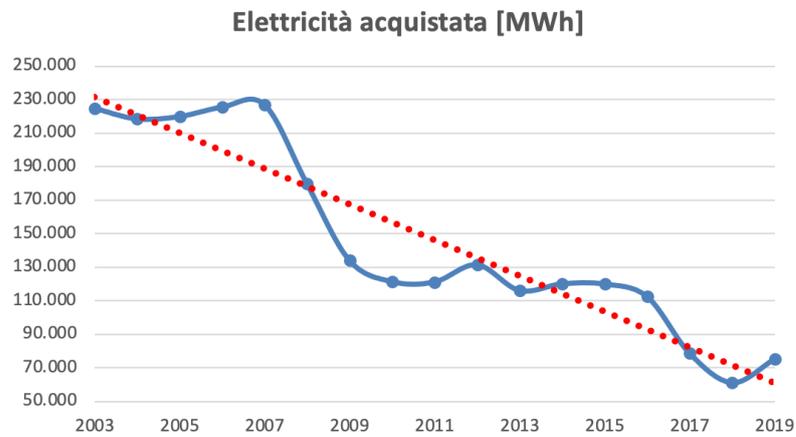


Figura 19. Elettricità acquistata [MWh]

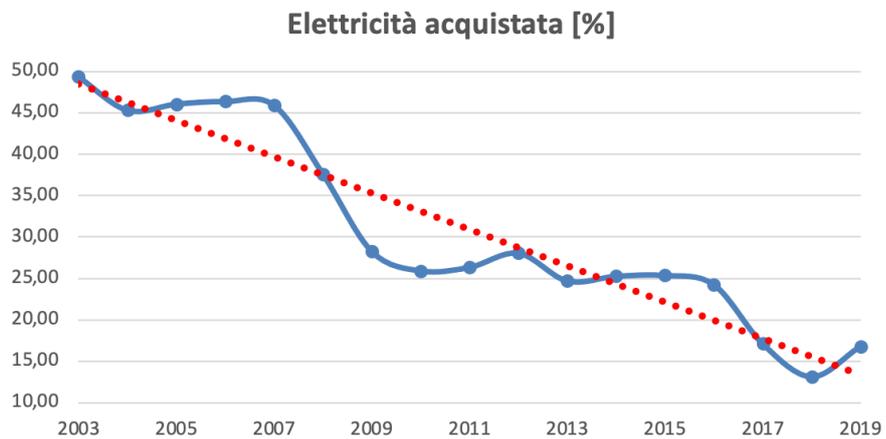


Figura 20. Elettricità acquistata [%]

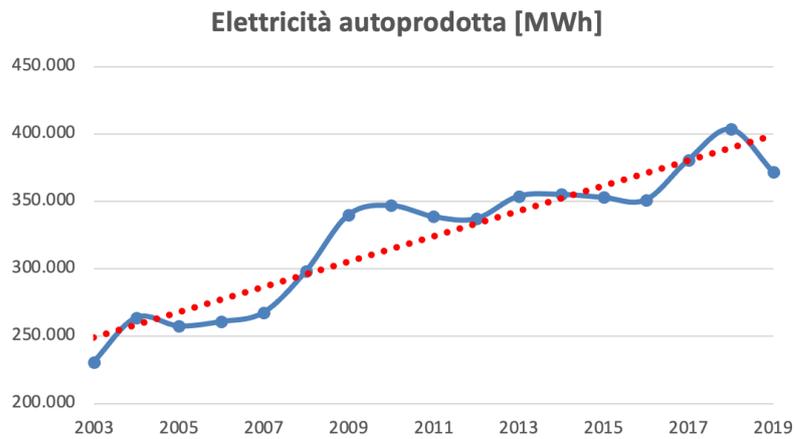


Figura 21. Elettricità prodotta [MWh]

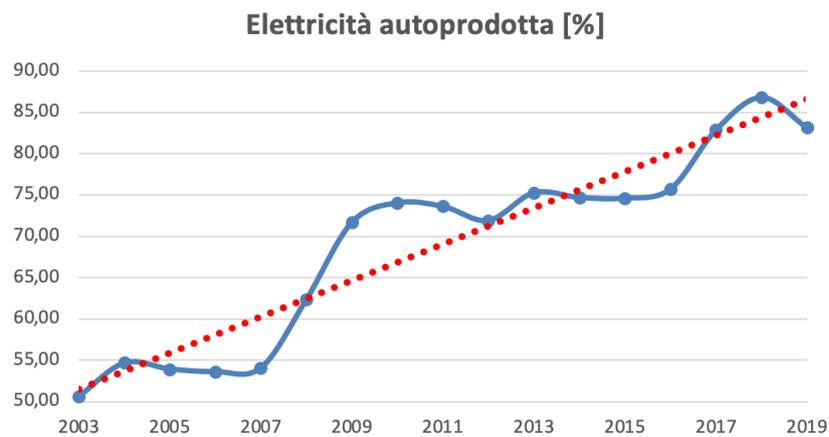


Figura 22. Elettricità prodotta [%]

Come mostrato dai grafici, i risultati ottenuti grazie alla cogenerazione hanno permesso allo stabilimento di diminuire gradualmente la dipendenza dello stesso dalla rete elettrica arrivando a coprire autonomamente oltre all'80% dei fabbisogni di energia elettrica.

I livelli di emissioni di CO<sub>2</sub>, illustrati nelle figure 23 e 24, sebbene molto variabili tra un anno e l'altro, mostrano un andamento decrescente.

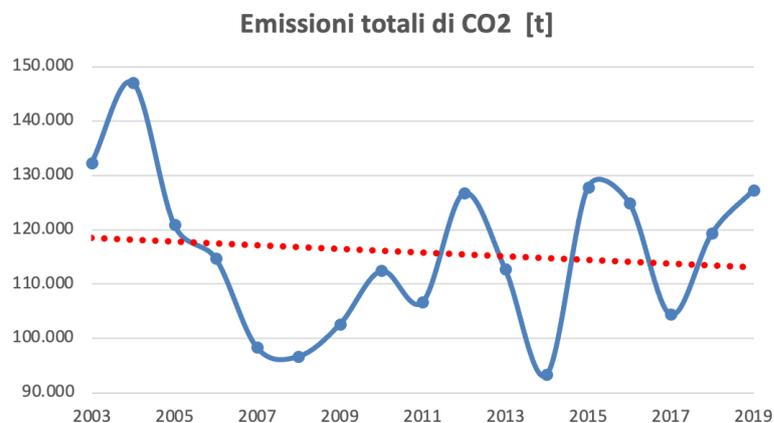


Figura 23. Emissioni totali di CO<sub>2</sub>

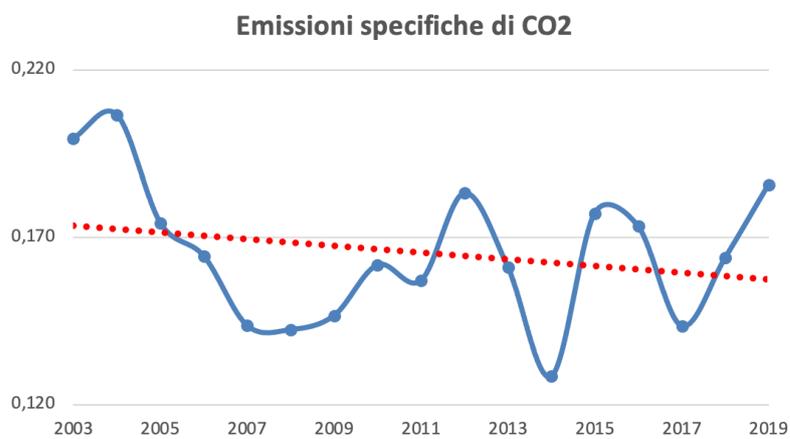


Figura 24. Emissioni specifiche di CO<sub>2</sub>

Complessivamente, i consumi energetici dell'impianto sono diminuiti, sia in termini assoluti che in termini specifici, se confrontati con la globale produzione di carta e cellulosa.

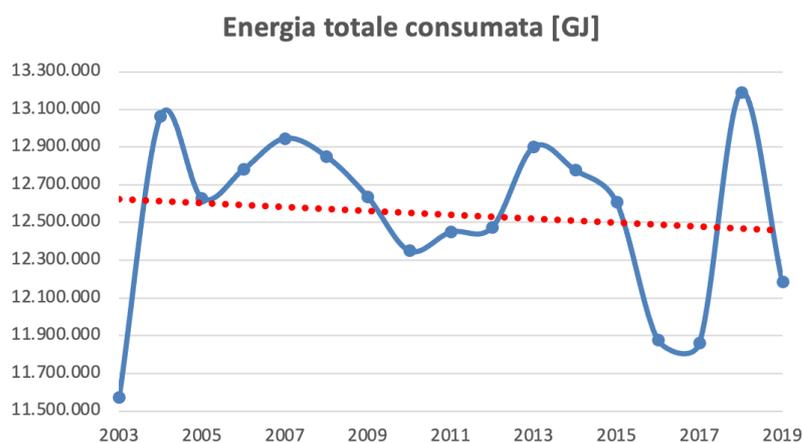


Figura 25. Consumi totali assoluti

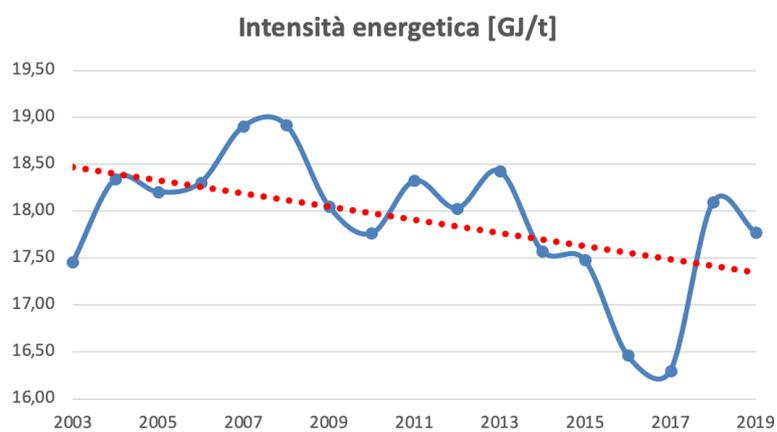


Figura 26. Consumi totali specifici

In conclusione, viene riportata la suddivisione percentuale dei combustibili impiegati nella produzione di energia.

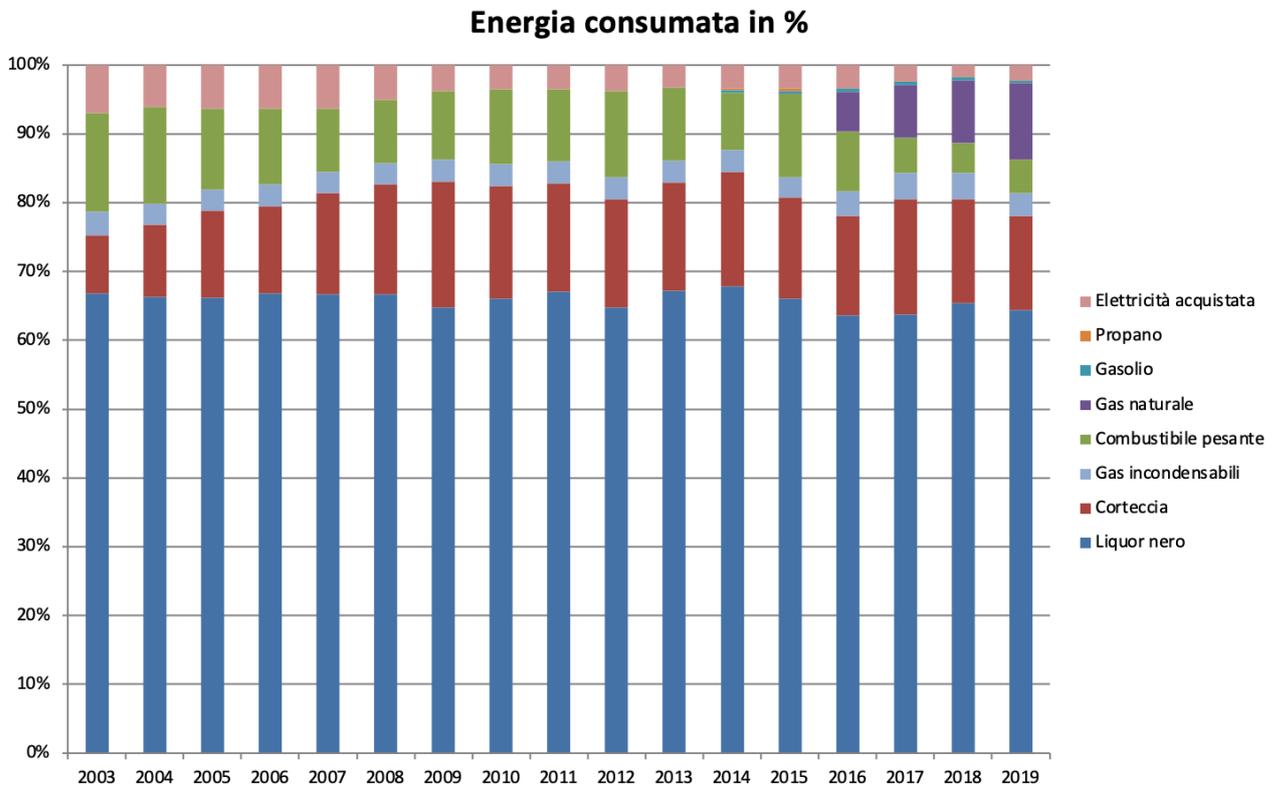


Figura 27. Copertura del fabbisogno di energia

Oltre il 60% della produzione di energia è legato alla combustione di liquor nero, mentre la combustione delle cortecce copre il 10-15% del totale.

In passato, la quota mancante di energia termica veniva coperta dalla combustione di gas incondensabili o dall'impiego di combustibili pesanti, il cui utilizzo, a partire dal 2015, ha cominciato ad essere sostituito dal gas naturale in seguito all'installazione della caldaia Neotherm.

## 2.2 Dettaglio consumi annuali (2019)

Di seguito viene proposto un approfondimento mensile dei consumi del 2019 allo scopo di mostrare in maniera più precisa la suddivisione dei differenti fabbisogni.

Partendo dalla produzione mensile di vapore, riportata in figura 19, si nota subito l'importante calo nel mese di maggio, legato alla fermata programmata, necessaria per consentire i periodici interventi di manutenzione. Tale fermata viene effettuata una volta ogni anno e mezzo, alternandosi tra primavera e autunno.

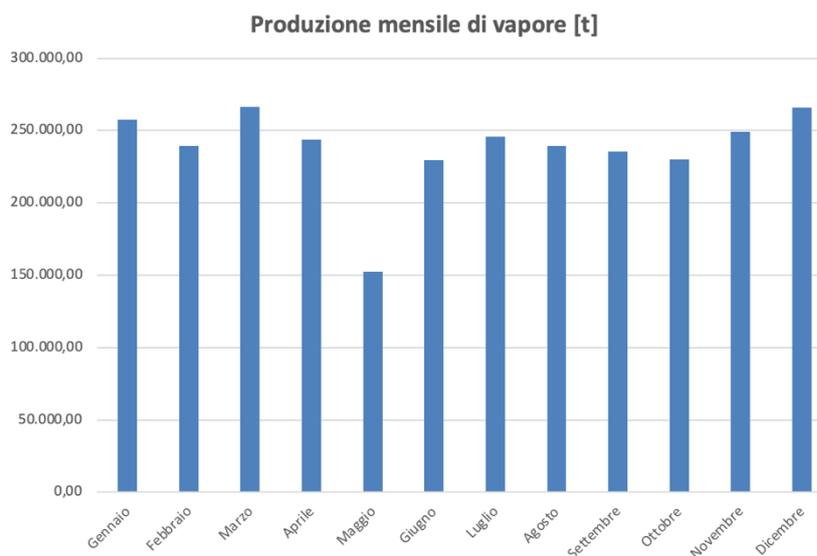


Figura 28. Produzione mensile di vapore

In figura 29 viene invece mostrata la produzione percentuale di vapore in funzione della caldaia di provenienza.

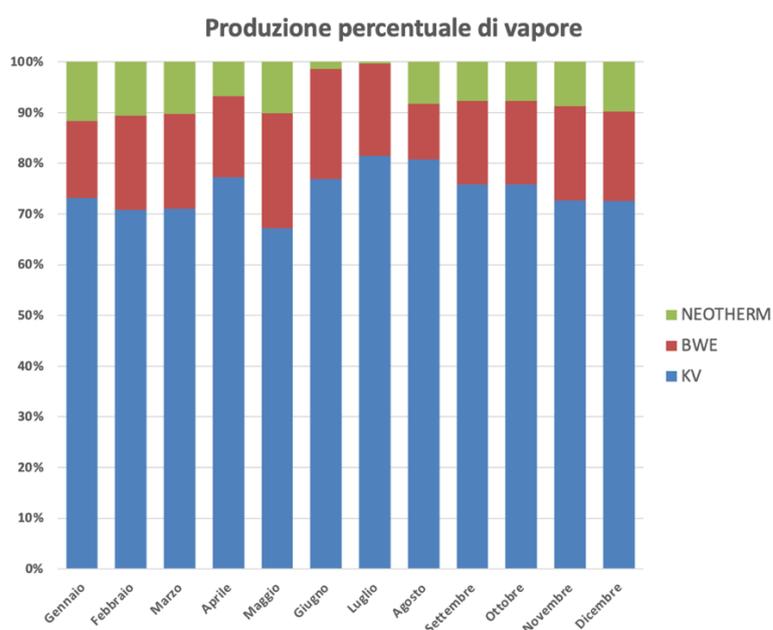


Figura 29. Produzione di vapore per caldaia

A conferma di quanto discusso riguardo la figura 27, la caldaia KV può arrivare a coprire il fabbisogno di vapore per oltre l'80%, come accaduto nei mesi di luglio e agosto. La caldaia BWE copre, invece, generalmente il 15-20% del totale, mentre la caldaia Neotherm raramente supera il 10%.

Come precedentemente messo in luce, il vapore prodotto viene inviato in turbina e spillato per soddisfare i diversi fabbisogni energetici dei singoli processi; si individuano quindi due livelli di pressione a cui può essere somministrato il vapore:

- vapore di media pressione a 10,5 bar e 210°C;
- vapore di bassa pressione a 2,9 bar e 150°C.

In figura 30 viene evidenziata la differenza di impiego del vapore tra media e bassa pressione.

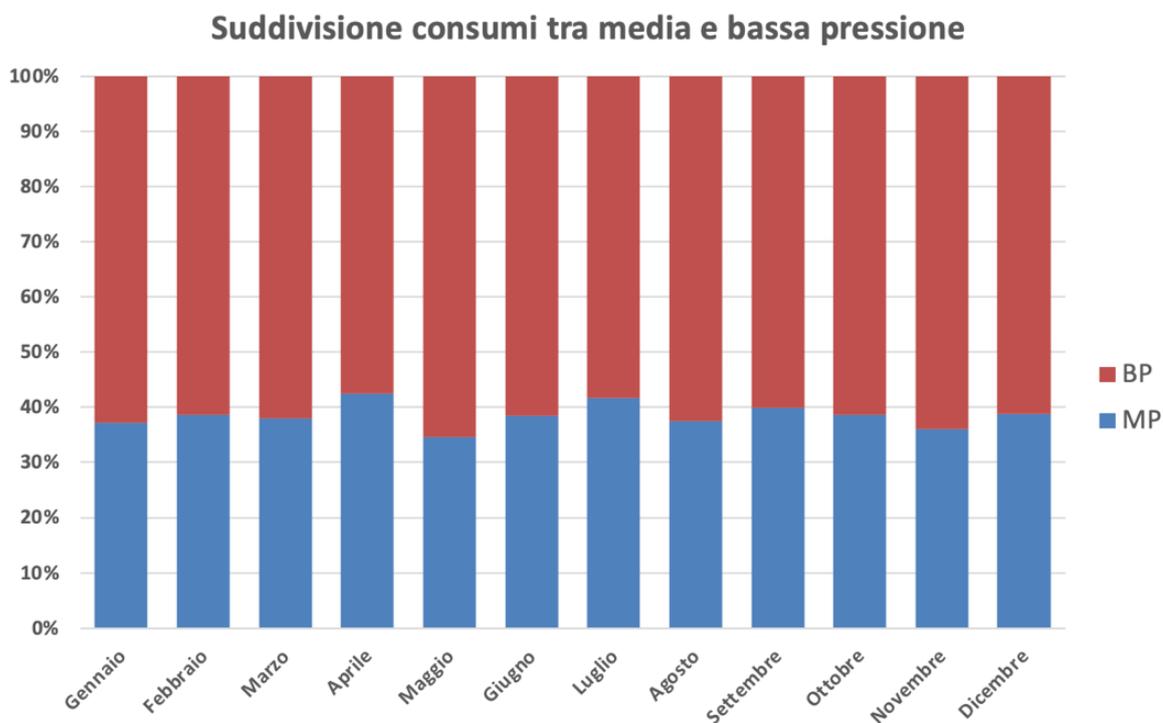


Figura 10. Suddivisione percentuale dei consumi tra media e bassa pressione

Il rapporto è di circa 60-40 per quanto riguarda il vapore consumato a bassa pressione rispetto a quello consumato a media pressione.

Osservando il grafico di figura 31, è poi possibile notare come mediamente circa il 40% del vapore venga consumato dalla produzione di cellulosa, il 35% dal ciclo rigenerativo e il 25% dalla produzione di carta.

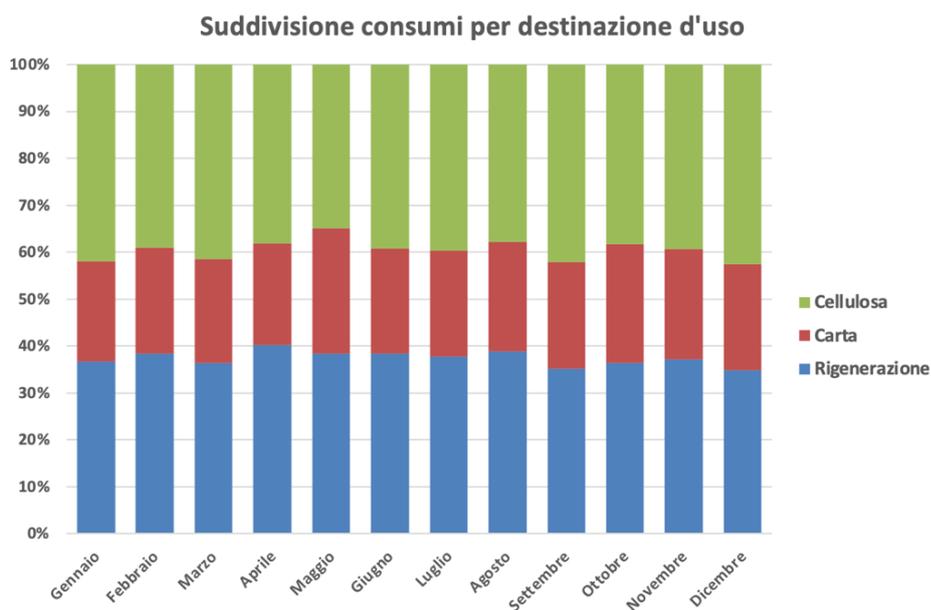


Figura 31. Suddivisione percentuale dei consumi di vapore

Come riportato in figura 32, focalizzandosi sui consumi di media pressione, si può osservare come oltre il 70% del vapore viene impiegato nella produzione di cellulosa, il 15% circa nel ciclo rigenerativo e il 10-15% nella produzione di carta.

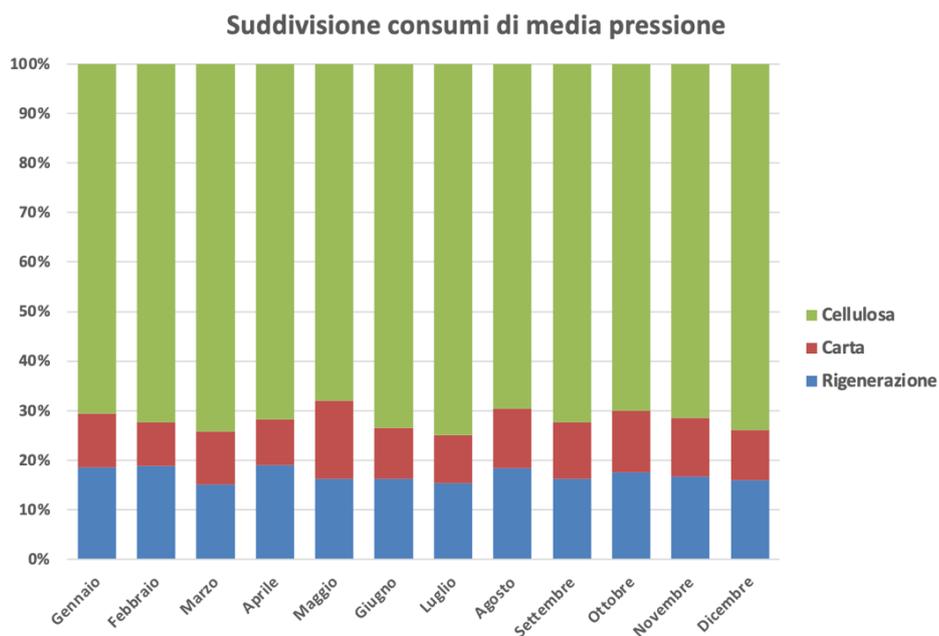


Figura 32. Suddivisione percentuale dei consumi di vapore di media pressione

La stessa analisi può essere condotta nel caso dei consumi di bassa pressione, riportati nel grafico di figura 33.

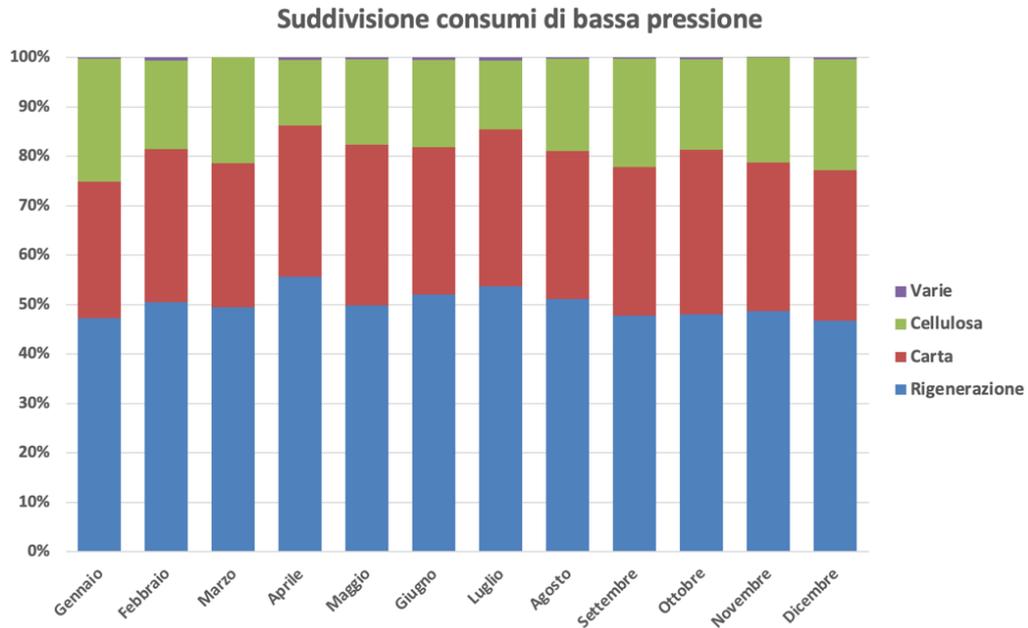


Figura 33. Suddivisione percentuale dei consumi di vapore di bassa pressione

In questo caso, la quota legata alla produzione di cellulosa non supera il 25%, il ciclo rigenerativo consuma il 45-55% del vapore di bassa pressione prodotto, mentre la carta è responsabile per il 20-30% dei consumi.

Si aggiunge anche una quarta voce, legata principalmente al condizionamento e riscaldamento degli ambienti che risulta però pressoché trascurabile.

Considerando i consumi complessivi legati alla produzione di cellulosa (si veda figura 34), il 40-45% del vapore viene consumato in fase di cottura, mentre il restante 55-60% è destinato ai processi di lavaggio, sbianca e seccheria.

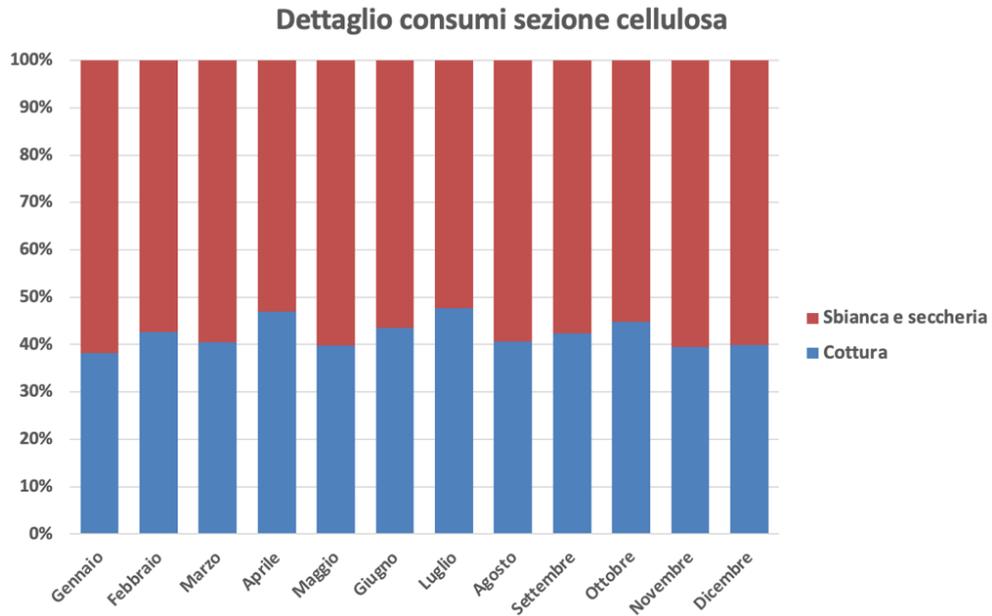


Figura 34. Suddivisione percentuale dei consumi di vapore legati alla produzione di cellulosa

In conclusione, viene proposta una suddivisione dei consumi legata al ciclo di rigenerazione; in questo caso il processo è articolato e composto in più fasi, ma risulta tuttavia evidente come la maggior parte dei consumi sia legata ai diversi stadi dedicati alla concentrazione del liquor nero.

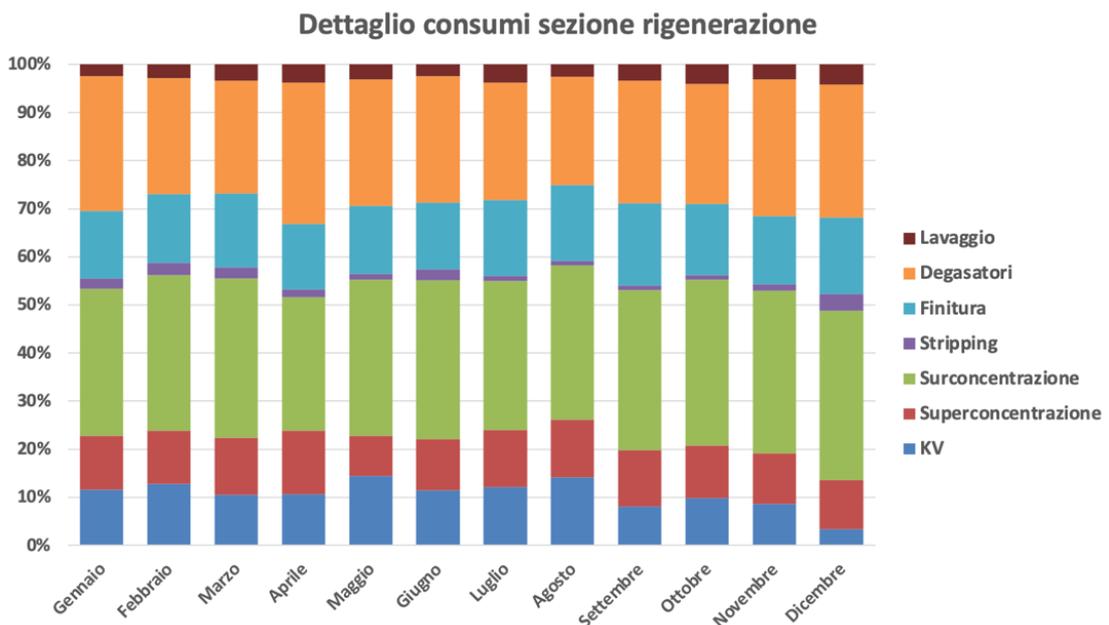


Figura 35. Suddivisione percentuale dei consumi di vapore legati alla sezione di rigenerazione

### 2.3 Impatto del nuovo impianto di cottura

Al fine di verificare quali siano stati gli effettivi miglioramenti legati all'installazione del nuovo impianto di cottura, sono stati analizzati anche i dati più recenti, comparando gli ultimi mesi di funzionamento del vecchio impianto con i primi di quello nuovo.

È importante premettere che nel mese di ottobre 2020 la produzione si è interrotta per due settimane per consentire la manutenzione ordinaria dell'intero stabilimento che avviene una volta ogni 18 mesi.

Inoltre, a causa della limitata esperienza legata all'innovazione del nuovo processo produttivo, la messa in servizio del nuovo impianto di cottura ha riscontrato numerosi problemi e nemmeno nel momento in cui si sta scrivendo si è riusciti a raggiungere il suo funzionamento ottimale.

Come si può notare dalle figure seguenti, non è ancora possibile osservare un impatto apprezzabile del nuovo impianto di cottura sulla produzione totale di vapore e di energia elettrica.

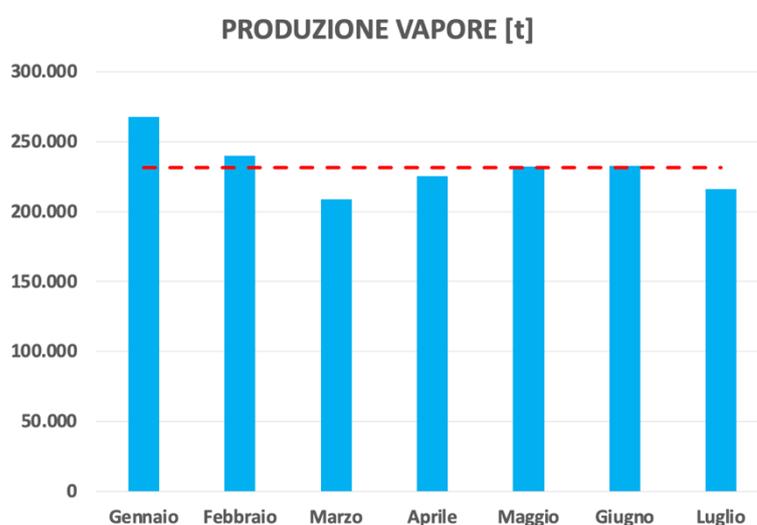


Figura 36. Produzione di vapore PRIMA

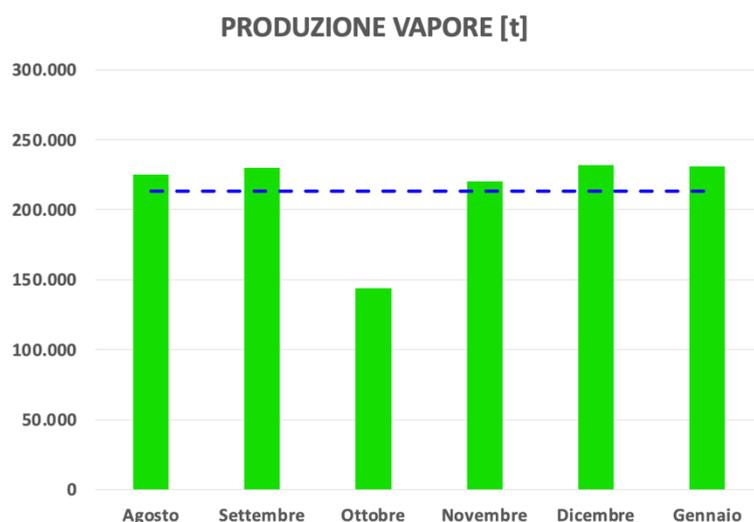


Figura 37. Produzione di vapore DOPO

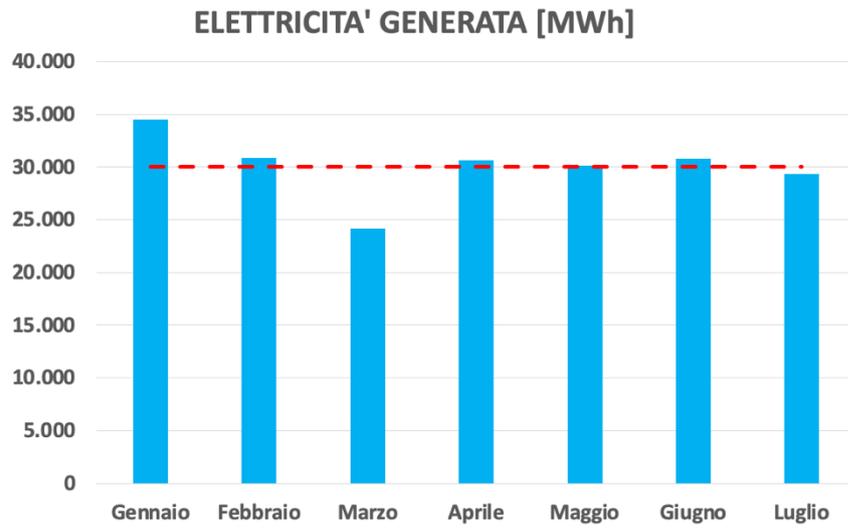


Figura 38. Produzione di elettricità PRIMA

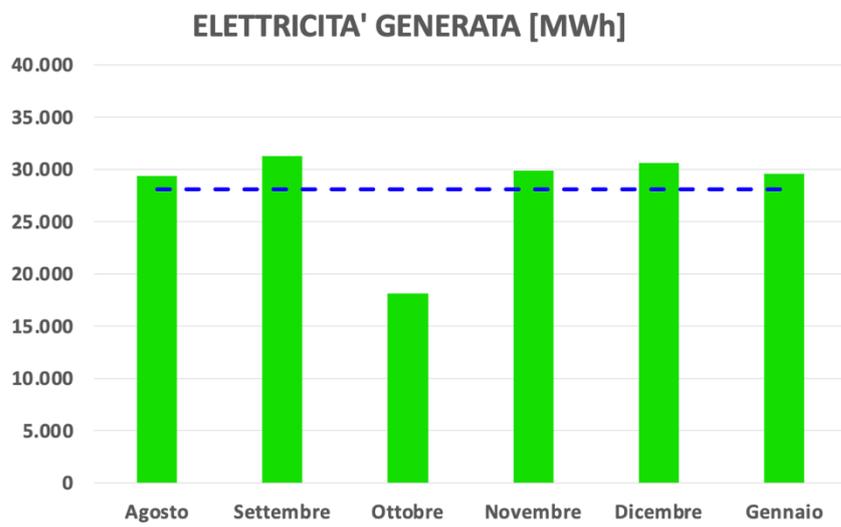


Figura 39. Produzione di elettricità DOPO

Ciò che, invece, si può notare fin da subito è una drastica diminuzione della produzione di vapore legata alla combustione dei gas incondensabili, a riprova del fatto che la loro generazione ha subito un calo importante.

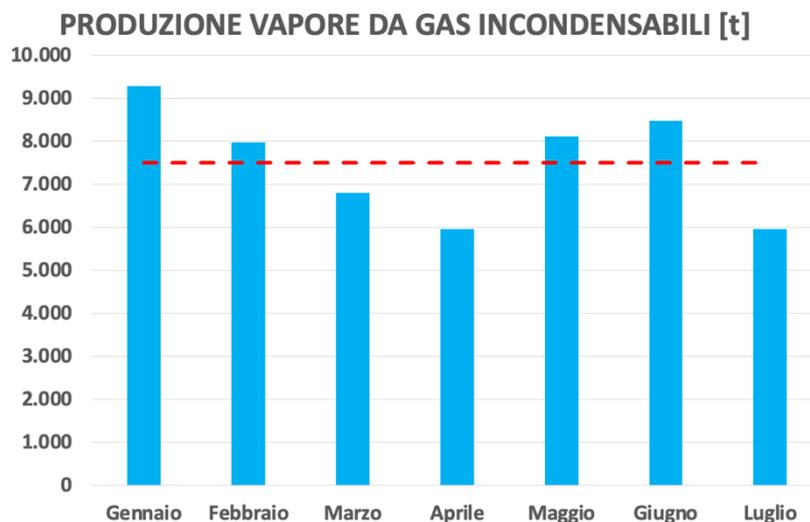


Figura 40. Produzione da gas incondensabili PRIMA

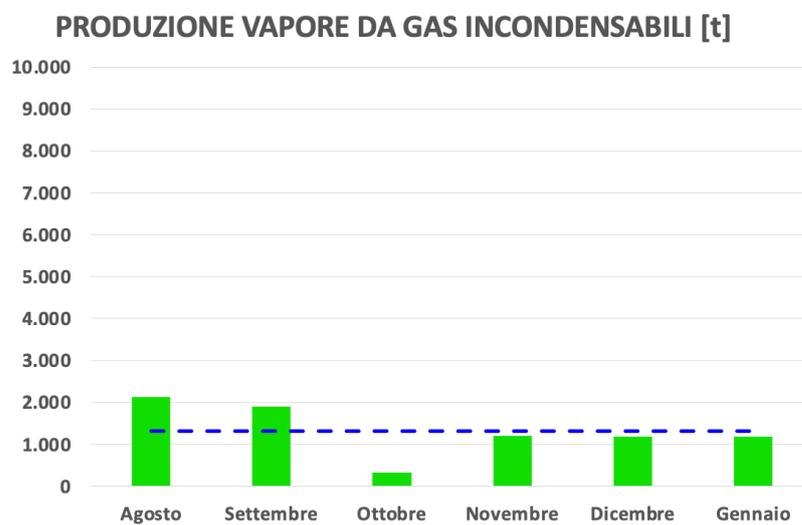


Figura 41. Produzione da gas incondensabili DOPO

Anche per quanto riguarda i consumi di vapore di media pressione i benefici risultano evidenti.

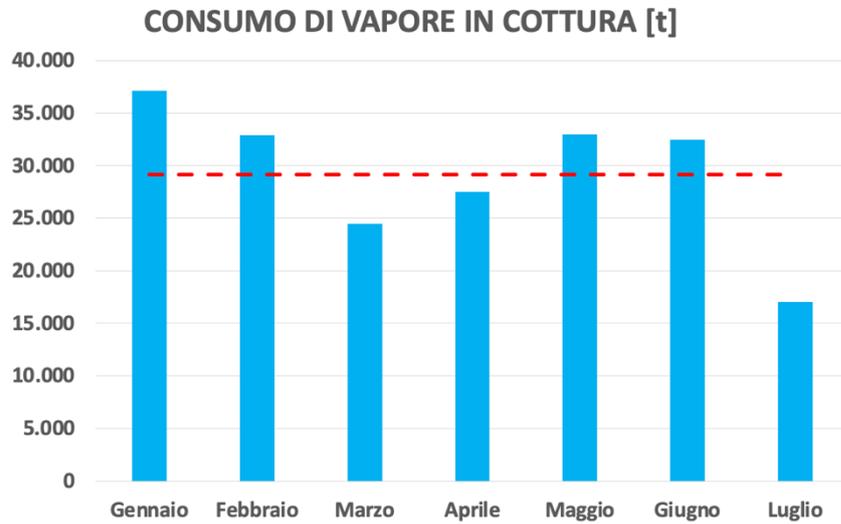


Figura 42. Consumo di vapore PRIMA

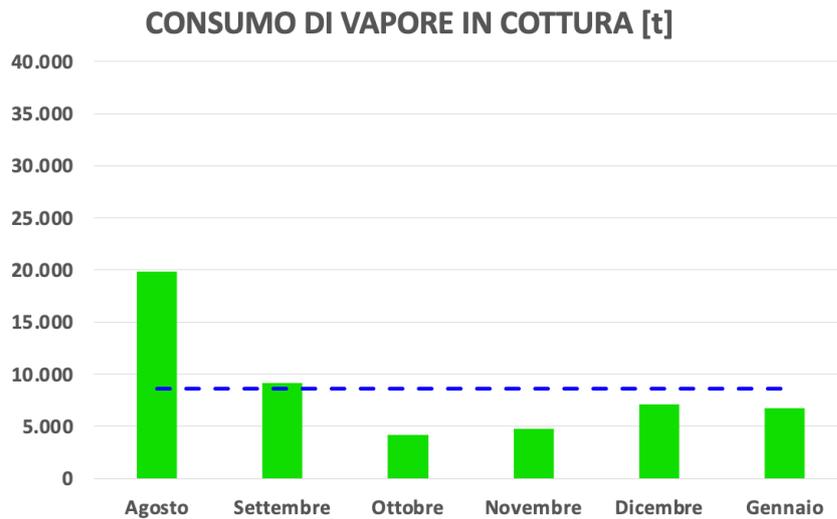


Figura 43. Consumo di vapore DOPO

# CAPITOLO 3

## Variazioni di carico

Un fattore di criticità dell'impianto di Burgo Ardennes è rappresentato dalle ampie e repentine variazioni di carico legate al consumo di vapore. La discontinuità della portata di vapore richiesta è causa di stress strutturale e del conseguente invecchiamento precoce per quanto riguarda le tre caldaie, per le quali risultano necessari maggiori interventi di manutenzione.

Nel peggiore dei casi, una variazione di carico eccessiva può portare al blocco della caldaia, costringendo di conseguenza l'intero impianto a rallentare, se non addirittura a fermare completamente, l'intera produzione.

### *3.1 Consumo di vapore di bassa pressione in cottura*

Il nuovo processo di cottura, come già detto in precedenza, adotta la tecnologia batch, la cui principale caratteristica risulta essere un consumo di vapore discontinuo. La sua implementazione, sebbene caratterizzata da una cadenza regolare, e dunque prevedibile, perlomeno in condizioni di progetto, accentua di conseguenza la criticità a cui questo capitolo fa riferimento.

Il consumo di vapore di bassa pressione (circa 3 bar in condizioni di saturazione) si attesta attorno ai 120 kg per ogni tonnellata di cellulosa prodotta; l'obiettivo è quello di raggiungere una produzione giornaliera media di 1100 tonnellate e 24 digestori scaricati.

Il vapore viene iniettato all'interno dei digestori durante la fase di caricamento per non più di 30 minuti allo scopo di distribuire in modo omogeneo, scaldare e umidificare i chips di legno.

A partire da queste considerazioni è possibile stabilire la necessità di alimentare ogni digestore con una portata di vapore pari a 11 t/h.

In tabella 1 sono riportati i valori finora descritti.

*Tabella 1. Caratteristiche impianto di cottura*

Consumo specifico [kg/adt]	120
Produzione giornaliera [adt/giorno]	1100
Numero di digestori al giorno	24
Consumo specifico [kg/digestore]	5500
Tempo di somministrazione [min]	30
Portata di vapore [t/h]	11

L'impianto è dotato di 5 digestori, il cui caricamento viene scandito dalla possibilità del sistema di operare su un solo digestore per volta.

Tra il caricamento di due digestori in successione intercorre dunque un'ora e, sapendo che la durata del ciclo di cottura è di 4,75 ore, è possibile determinare le tempistiche di una giornata tipo.

In tabella 2 sono riportati gli orari di inizio caricamento dei diversi digestori per una giornata, ipotizzando di partire a mezzanotte con tutti e cinque i digestori fermi.

Tabella 2. Tempistiche di caricamento

Caricamento digestore 1	00:00	04:45	09:30	14:15	19:00	23:45
Caricamento digestore 2	01:00	05:45	10:30	15:15	20:00	
Caricamento digestore 3	02:00	06:45	11:30	16:15	21:00	
Caricamento digestore 4	03:00	07:45	12:30	17:15	22:00	
Caricamento digestore 5	04:00	08:45	13:30	18:15	23:00	

Si è così riusciti a costruire il profilo di consumo teorico di vapore di bassa pressione per l'impianto di cottura del legno, come mostrato in figura 44.

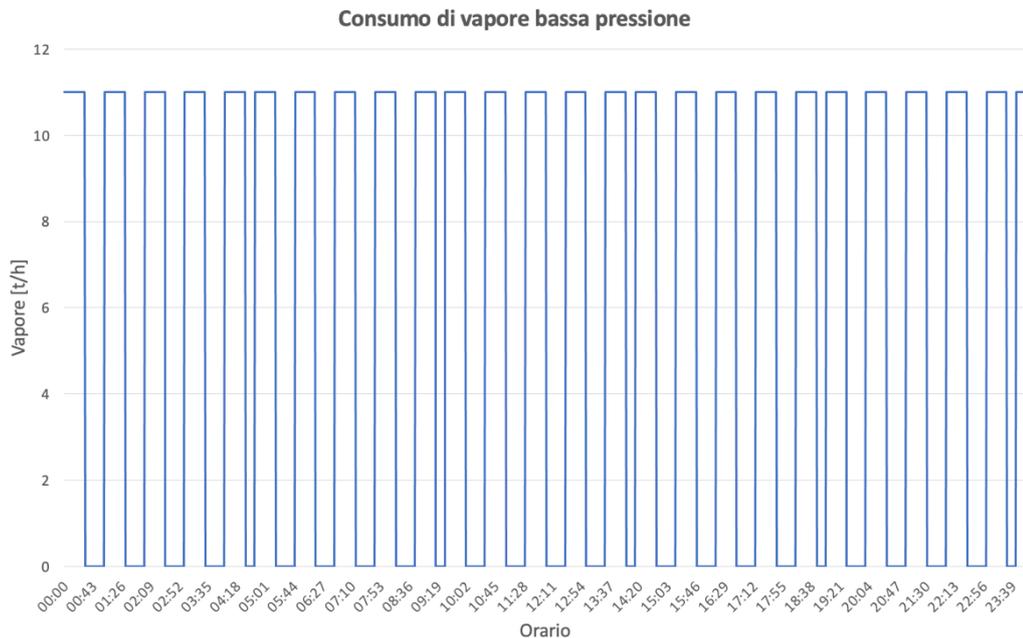


Figura 44. Profilo di consumo giornaliero

Di seguito ne viene proposto un dettaglio, che ne consente una migliore visualizzazione.



Figura 45. Profilo di consumo giornaliero - dettaglio

Il fabbisogno di vapore ammonta a 11 t/h per 30 minuti ogni ora, tranne che per la fine del caricamento del quinto digestore e l'inizio del caricamento successivo del primo, momento in cui il tempo che intercorre tra due picchi si riduce a 15 minuti.

Il processo di cottura è risultato essere il punto caratterizzato dalle maggiori variazioni di carico, sia in termini di ampiezza che di frequenza, ed è stato quindi selezionato come punto in cui valutare l'efficacia della possibilità di installare un accumulatore di vapore.

### *3.2 Dimensionamento di un accumulatore di vapore*

L'impiego di un accumulatore di vapore consente alla caldaia di lavorare in maniera più costante ed efficiente, ad un carico ridotto rispetto al massimo fabbisogno dell'utenza, risultando di particolare efficacia se associato ad un processo discontinuo e periodico come quello preso in considerazione.

Questo sistema offre la possibilità di accumulare potenza termica, sotto forma di liquido saturo in pressione nei momenti di basso carico, potenza che viene rilasciata durante i momenti di fabbisogno massimo, sfruttando la diminuzione della pressione e la conseguente evaporazione flash [2].

L'accumulatore di vapore consiste in un recipiente cilindrico in pressione il cui volume viene parzialmente riempito con acqua ad una percentuale variabile tra il 90% e il 50% a seconda del campo di applicazione.

Naturalmente, il livello di liquido aumenterà e diminuirà durante le fasi di caricamento e scaricamento.

Per un corretto funzionamento, il sistema deve essere completamente carico prima di poter essere scaricato; è quindi necessario che il tempo che intercorre tra la fine di un periodo di sovraccarico e l'inizio del successivo sia sufficiente affinché il sistema di accumulo si ricarichi.

Per fare ciò, deve essere garantita la portata di vapore tale per cui il sistema abbia la possibilità di accumulare la quantità di liquido saturo necessaria a coprire i picchi di carico durante i periodi di fabbisogno minimo.

I parametri fondamentali da tenere in considerazione per un corretto dimensionamento sono:

- il volume dell'accumulatore, grande a sufficienza da permettere lo stoccaggio della quantità di liquido saturo necessaria a produrre il vapore saturo richiesto durante le fasi di scaricamento;
- la superficie di liquido all'interno del sistema di accumulo, che deve essere sufficientemente ampia da garantire adeguati valori di velocità e portata a cui il vapore richiesto è generato;
- il differenziale di pressione tra sistema carico e scarico, fattore determinante per la capacità di evaporazione. Tanto più la differenza tra le due pressioni è elevata, quanto maggiore sarà la quantità di vapore generata.

La pressione di alimentazione a cui è necessario fornire vapore all'impianto di cottura è di 3 bar; di conseguenza, è stata selezionata una pressione di design del sistema di accumulo di 4 bar, in modo tale da far fronte ad eventuali perdite di carico e garantire la corretta fornitura di vapore all'utenza.

Sfruttando la suddivisione dei livelli di pressione già presente nell'impianto, si è ipotizzato di sfruttare una portata di vapore a media pressione come sorgente di alimentazione dell'accumulatore di vapore.

In tabella 3 sono riportati i valori utili per il dimensionamento estratti dalle tabelle di saturazione del vapore.

Tabella 3. Parametri di funzionamento

		Entalpia liquido saturo [kJ/kg]	Entalpia vapore saturo [kJ/kg]	Densità dell'acqua [kg/m <sup>3</sup> ]	Temperatura [°C]
Pressione di alimentazione [bar]	3	561,455	2724,89	931,81	133,5
Pressione di design [bar]	4	604,723	2738,06	922,88	143,6
Pressione di lavoro [bar]	12	798,499	2783,77	878,35	187,9

Si è ipotizzato di alimentare il sistema con una portata continua di vapore pari a 5,5 t/h.

Sapendo di dover far fronte a picchi di consumo che raggiungono le 11 t/h, l'accumulatore di vapore deve quindi essere dimensionato allo scopo di fornire una portata di vapore di 5,5 t/h per un periodo di 30 minuti ogni ora. Ciò vuol dire che, per ogni picco, al sistema di accumulo verrà richiesto di generare 2,75 t di vapore.

La capacità del sistema di generare il vapore richiesto viene valutata attraverso i diversi contenuti entalpici dei fluidi di processo.

La differenza di entalpia del liquido saturo tra le pressioni di 12 e 4 bar rappresenta la quota utile assorbita dallo stesso alla pressione di design per poter essere trasformato in vapore.

Pertanto, la proporzione di evaporazione flash sarà data da

$$\text{proporzione evaporazione flash} = \frac{h_l@P_l - h_l@P_d}{h_{v-l}@P_d}$$

Inserendo i dati di tabella 3, si ricava la capacità del sistema di generare 90 kg di vapore per ogni tonnellata di acqua accumulata.

Risulta quindi evidente la necessità di stoccaggio di 30,28 t di liquido saturo alla pressione di 12 bar che corrispondono, passando attraverso il valore di densità, ad un volume di 34,47 m<sup>3</sup>.

Considerando che, nel momento in cui il sistema è carico, il volume occupato rappresenta il 90% del totale, il volume totale dell'accumulatore di vapore dovrà essere pari a 38,3 m<sup>3</sup>.

Una volta scaricato, il sistema, che si trova alla pressione di 4 bar, contiene 27,53 t di acqua, che corrisponde a 28,83 m<sup>3</sup>, pari al 77,88% del totale.

In questo modo, così com'è stato pensato, la fase di caricamento dell'accumulatore di vapore dura esattamente 30 minuti.

Una volta determinato il volume, allo scopo di rispettare il parametro costruttivo rappresentato dal rapporto tra la lunghezza e il diametro del sistema di accumulo, che deve essere indicativamente di 1,6, sono stati determinati i valori di lunghezza, pari a 5 m, e di diametro, pari a 3,12 m.

La superficie di contatto tra le fasi di liquido e vapore, in funzione dei parametri precedentemente calcolati, è risultata essere di circa 11,46 m<sup>2</sup>. La velocità di generazione del vapore per il sistema di accumulo così dimensionato è rivelata essere pari a 479,93 kg/m<sup>2</sup>h.

Tale valore rimane ben al di sotto del limite massimo in funzione della pressione illustrato in figura 46.

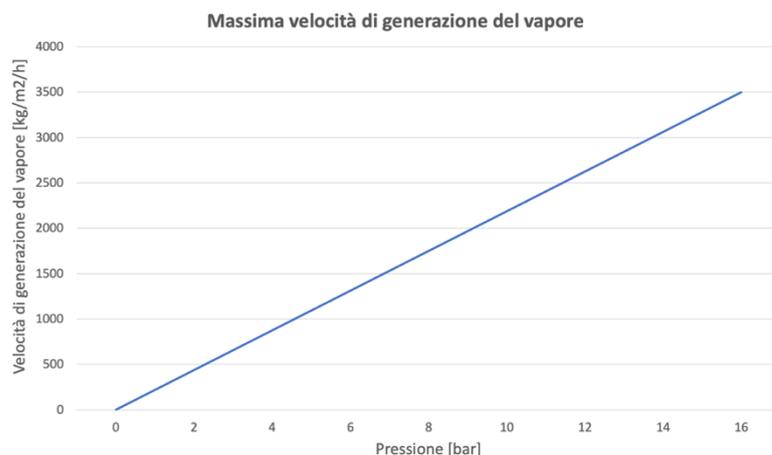


Figura 46. Capacità di generazione del vapore in funzione della pressione

I risultati ottenuti sono raccolti in tabella 4.

Tabella 4. Dimensionamento accumulatore di vapore

Alimentazione continua [t/h]	5,5
Fabbisogno massimo [t/h]	11
Stoccaggio di vapore richiesto [t/h]	5,5
Tempo fabbisogno massimo [min]	30
Vapore richiesto [t]	2,75
Proporzione evaporazione flash [-]	0,09
Acqua richiesta [t]	30,28
Acqua richiesta [m³]	34,47
Volume minimo di stoccaggio [m³]	38,30
Velocità di caricamento [min]	30,00
Acqua a 4 bar [t]	27,53
Volume minimo occupato [m³]	29,83
Volume minimo [%]	77,88
Volume massimo [%]	90,00
Rapporto L/D [-]	1,60
Lunghezza [m]	5,00
Diametro [m]	3,12
Superficie di contatto [m²]	11,46
Velocità di generazione del vapore [kg/ m²/h]	479,93

L'accumulatore di vapore così dimensionato non garantisce l'eliminazione completa delle variazioni di carico in quanto, come precedentemente esposto, gli intervalli tra due picchi successivi non sono sempre regolari.

Tra il caricamento del quinto digestore e il successivo caricamento del primo, dimezzandosi il tempo di interruzione del consumo di vapore, è necessario raddoppiare la portata di alimentazione del sistema di accumulo per garantire la sua completa operatività durante il picco successivo.

Ci si aspetta comunque che il sistema, per come è stato pensato, sia in grado di ridurre a 1/5 la frequenza delle variazioni di carico e di dimezzarne l'ampiezza.

Il risultato è mostrato in figura 47, considerando lo stesso intervallo temporale utilizzato in figura 45 allo scopo di evidenziare l'impatto che l'installazione di un sistema come quello descritto potrebbe avere.



Figura 47. Effetto dell'accumulatore di vapore

Al fine di garantire la stabilità delle condizioni di alimentazione richieste dall'utente, a valle dell'accumulatore di vapore viene abitualmente posta una valvola di laminazione, grazie alla quale è possibile mantenere costante la pressione della portata di mandata, contrastando le variazioni intrinseche legate a tale sistema. In figura 48 ne viene presentato uno schema esemplificativo.

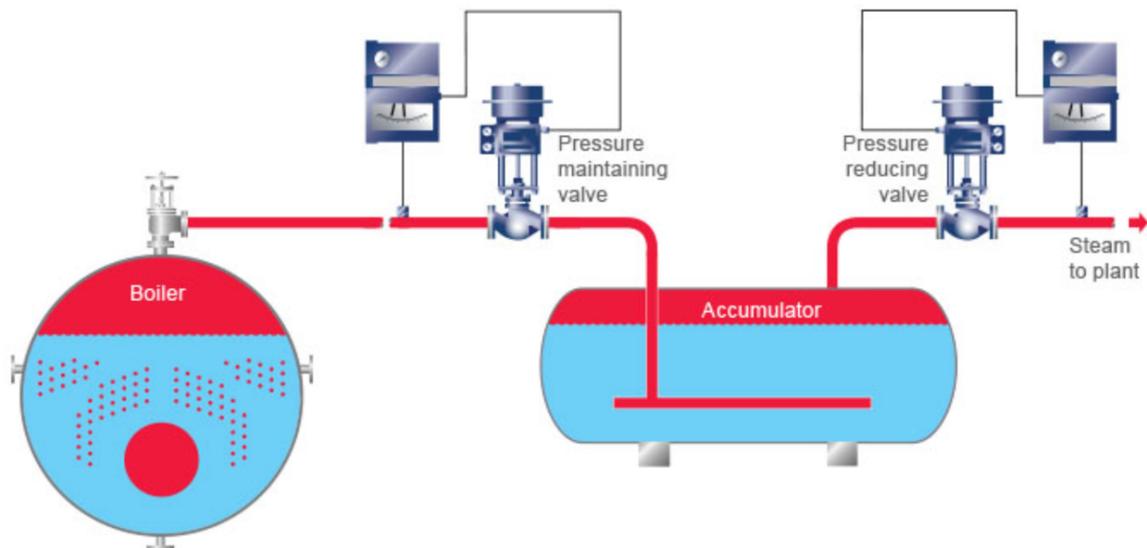


Figura 48. Schema illustrativo di un sistema di accumulo

Il costo elevato di tale tecnologia è facilmente giustificabile ed è caratterizzato da tempistiche di ritorno del costo d'investimento sufficientemente brevi.

Basti pensare che, in seguito all'installazione di un sistema di accumulo, si verifica una diminuzione del consumo di combustibile grazie alla possibilità delle caldaie di lavorare più vicine e in maniera più costante alle condizioni di progetto.

Questo permette quindi di ottenere un risparmio economico anche legato ad un migliore utilizzo della rete di vapore ed alla conseguente diminuzione della necessità di interventi di manutenzione.

In conclusione, l'accumulatore di vapore è una tecnologia efficiente e potrebbe rappresentare il modo più economico per fornire vapore ad un processo batch.

Nella letteratura scientifica sono presenti numerose testimonianze di successo legate all'applicazione di tale tecnologia; parallelamente, la ricerca si focalizza sulla realizzazione di un modello matematico che ne descriva il comportamento dinamico nella maniera più accurata possibile, allo scopo di validarne il dimensionamento e ottimizzarne il funzionamento [3-14].

### 3.3 Desurriscaldatore

A seguito dell'operazione di laminazione, il vapore non si trova più in condizioni di saturazione, qualità fondamentale imposta dall'utenza. Per ovviare al problema, si propone quindi l'installazione di un desurriscaldatore, che permetta di garantire la fornitura di vapore saturo richiesta.

La tipologia selezionata viene definita a bagno d'acqua ed è possibile osservarne lo schema illustrativo in figura 49.

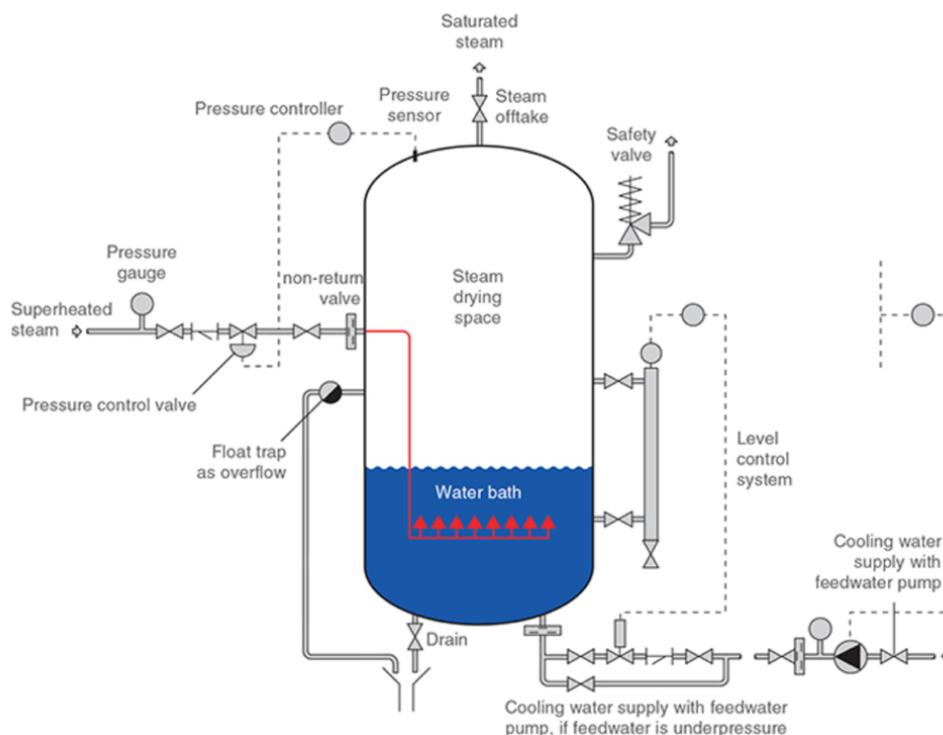


Figura 49. Desurriscaldatore a bagno d'acqua

Questa è la forma più semplice di desurriscaldatore a contatto diretto. Il vapore surriscaldato viene iniettato in un bagno d'acqua, facendo in modo che il calore aggiuntivo venga ceduto all'acqua stessa per generare vapore saturo.

Il regolatore di pressione mantiene la pressione del serbatoio costante, controllando, di conseguenza, temperatura e pressione del vapore saturo in uscita dal sistema.

Poiché il vapore surriscaldato ha più energia per unità di massa rispetto al vapore saturo, verrà evaporato più vapore di quanto non entri effettivamente nel desurriscaldatore.

Di conseguenza, il livello dell'acqua si abbasserà, rendendo necessaria la presenza di una pompa di alimentazione che ne garantisca il mantenimento.

Sebbene sia ingombrante, è l'unica configurazione che permetta la produzione di vapore esattamente alla temperatura di saturazione, rendendola l'unica scelta possibile qualora nemmeno la più piccola quantità di calore residuo possa essere tollerata.

A conferma ulteriore della correttezza della scelta fatta, la tipologia di desurriscaldatore selezionata risulta essere in grado di sopportare, al contrario di tutte le altre, grandi variazioni di portata.

Si è dunque passati a valutare le sue eventuali condizioni di funzionamento nello specifico campo di applicazione.

Di particolare importanza è la scelta della temperatura dell'acqua di raffreddamento: sebbene non sia responsabile di criticità particolari, generalmente si preferisce utilizzare acqua calda quanto più vicino possibile alle condizioni di saturazione, allo scopo di minimizzare il tempo di evaporazione e il residuo di particelle liquide all'interno della portata di vapore saturo.

Naturalmente, quanto più calda sarà l'acqua, tanto più sarà elevata la portata da fornire al desurriscaldatore, in conseguenza della sua minore capacità di refrigerazione. Inoltre, qualora l'acqua alla temperatura richiesta non fosse disponibile, sarebbe necessario prevedere un meccanismo di riscaldamento aggiuntivo di tale portata.

Proprio per ovviare a questo problema, si è ipotizzato di utilizzare acqua alla temperatura di 80°C, già largamente utilizzata all'interno dell'impianto. In tabella 5 sono riportati i parametri utilizzati per il calcolo della portata d'acqua di raffreddamento.

*Tabella 5. Calcolo portata*

Portata di vapore [t/h]	11
Entalpia del vapore surriscaldato [kJ/kg]	2783,77
Entalpia del vapore saturo [kJ/kg]	2738,06
Entalpia dell'acqua di raffreddamento [kJ/kg]	335,23

La portata di acqua è stata dunque valutata come

$$\dot{m}_{cw} = \frac{\dot{m}_s(h_s - h_d)}{h_d - h_{cw}}$$

ottenendo un valore di 0,209 t/h.

È importante specificare che il calcolo è stato effettuato considerando il massimo valore entalpico a cui è possibile trovare del vapore surriscaldato. Tale valore non è costante ma diminuisce in funzione della diminuzione della pressione dell'accumulatore di vapore durante la fase di scaricamento.

Ciò vuol dire che il salto entalpico tra vapore surriscaldato e vapore saturo, piuttosto ridotto già in caso di massimo differenziale di pressione, diminuisce regolarmente fino ad annullarsi, rendendo superflua la presenza del desurriscaldatore.

La sua installazione va quindi valutata molto attentamente e potrebbe non essere necessaria; tutto dipende dalla capacità dell'impianto di cottura di sopportare una eventuale quota di vapore surriscaldato.

### ***3.4 Progetto Enero Solutions***

Enero Solutions è una società di consulenza specializzata nel controllo di processo con la missione di aumentare la produttività industriale. Enero offre soluzioni avanzate di ottimizzazione e controllo dei processi per aiutare i clienti a raggiungere i propri obiettivi di business.

Il sito produttivo di Burgo Ardennes ha richiesto la collaborazione di Enero allo scopo di aumentare e ottimizzare la disponibilità di vapore del proprio impianto.

Per fare questo, Enero propone l'implementazione di una robusta strategia di controllo per il monitoraggio del livello di liquido all'interno del corpo cilindrico delle caldaie KV e BWE e lo sviluppo di una efficiente logica di bypass in caso di malfunzionamento e indisponibilità delle due turbine.

Di seguito vengono illustrati i risultati e le prime proposte di soluzione elaborati in collaborazione con Enero.

Viene data la possibilità a Burgo Ardennes di poter scegliere tra una logica sviluppata in parallelo al sistema di controllo esistente e una modifica alla logica già presente che consenta il raggiungimento degli stessi risultati.

#### ***3.4.1 Descrizione del problema***

Il livello di liquido all'interno del corpo cilindrico in una caldaia industriale è un parametro critico per il corretto funzionamento della caldaia stessa e della rete del vapore ad essa annessa.

Se il livello dell'acqua è troppo alto, c'è il rischio che il liquido si infiltri nella rete del vapore causando gravi danni alle tubazioni e alle apparecchiature meccaniche (in primis alla turbina); se invece il livello è troppo basso il rischio è quello di corrosione delle tubazioni che sfruttano il passaggio dell'acqua al loro interno per essere raffreddate e mantenere il livello di temperatura sotto controllo.

In entrambi i casi, il sistema di sicurezza della caldaia interrompe immediatamente il suo funzionamento al raggiungimento dell'uno o dell'altro limite (alto o basso), provocando un disturbo significativo alla produttività dell'impianto, causandone così l'immediato arresto e richiedendo diverse ore per la ripartenza.

I principali disturbi legati all'instabilità del livello di liquido all'interno del corpo cilindrico sono dovuti alle variazioni della richiesta di carico sulla caldaia, della pressione di mandata del vapore e della pressione dell'acqua di alimento.

È dunque richiesto un sistema di controllo pronto ed efficace, in grado di regolare le portate in ingresso al corpo cilindrico in funzione di quelle in uscita, per mantenere il livello di liquido al suo interno quanto più costante possibile o comunque entro i limiti.

#### ***3.4.2 Controllo a 1 elemento***

Il livello del serbatoio è controllato modulando la quantità di acqua di alimentazione che entra nella caldaia in risposta alle deviazioni del livello dal suo setpoint.

Per modulare la portata dell'acqua di alimentazione, il regolatore di livello ad 1 elemento agisce direttamente sull'apertura della valvola di ingresso dell'acqua.

Questa strategia di controllo è chiamata a 1 elemento poiché viene utilizzata una sola variabile misurata che, in questo caso, corrisponde al livello di liquido all'interno del corpo cilindrico della caldaia.

Lo svantaggio principale di questa logica di controllo consiste nella modulazione diretta della valvola di controllo che risponderà diversamente a seconda della linearità della variazione di apertura della valvola, della pressione dell'acqua di alimentazione e della pressione di esercizio.

Questa logica di controllo non consente un funzionamento ottimale e di solito viene utilizzata solo nei casi in cui la logica di controllo a 3 elementi risulta di difficile applicazione.

In figura 50 è presentato uno schema rappresentativo della logica di controllo descritta.

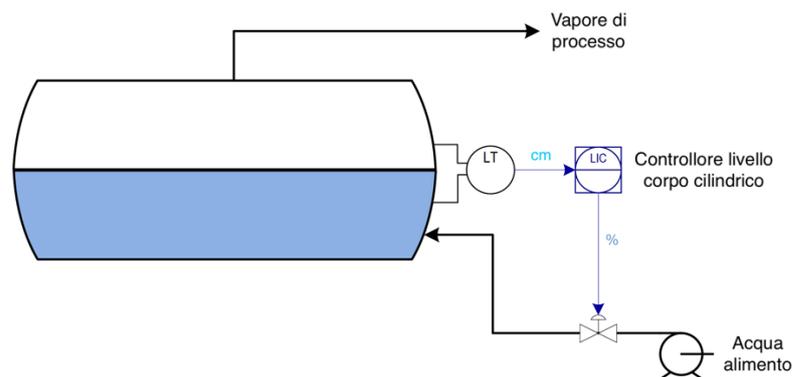


Figura 50. Logica di controllo a 1 elemento

### 3.4.3 Controllo a 3 elementi

Anche in questo caso, il livello del serbatoio è controllato modulando la quantità di acqua di alimentazione che entra nella caldaia in risposta alle deviazioni del livello dal suo setpoint.

Per modulare il flusso dell'acqua di alimentazione, il controllore di livello a 3 elementi invia un setpoint ad un controllore di flusso che agisce direttamente sulla valvola di controllo per mantenere questo setpoint.

Il flusso di vapore in uscita dalla caldaia viene utilizzato come segnale feed-forward al controllore di livello in modo da far coincidere l'ingresso dell'acqua con l'uscita del vapore.

Questa strategia di controllo è chiamata a 3 elementi poiché coinvolge la misurazione di tre variabili durante la sua operazione che sono il livello di liquido all'interno del corpo cilindrico, la portata dell'acqua di alimentazione e la portata del vapore prodotto.

Con questa configurazione si riducono le conseguenze delle non linearità che agiscono sulla valvola di alimentazione e dei disturbi sulle pressioni di ingresso e di esercizio del corpo cilindrico.

Il controllore di flusso, che è molto più veloce del controllore di livello, compensa i disturbi modulando la valvola di alimentazione; tuttavia, è necessario rispettare determinati limiti, tra cui la corretta lettura e interpretazione di tutte e tre le variabili in gioco.

Il segnale feed-forward, basato sul flusso di vapore, consente la compensazione diretta della portata in ingresso durante grandi variazioni di carico.

In figura 51 è presentato uno schema rappresentativo della logica di controllo descritta.

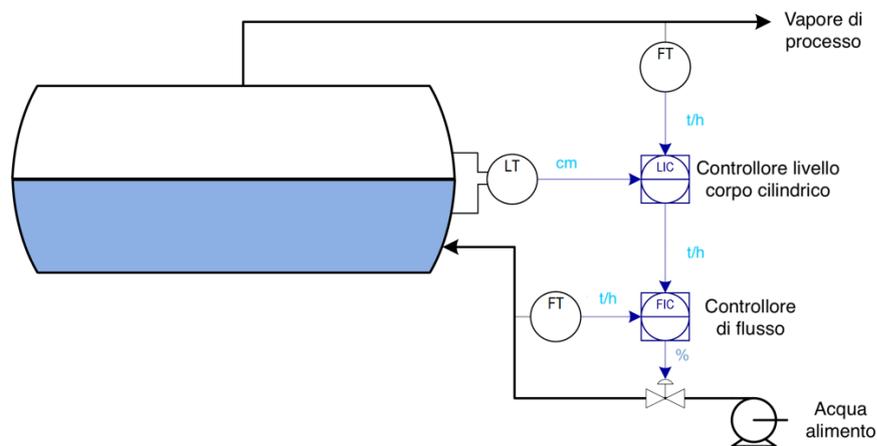


Figura 51. Logica di controllo a 3 elementi

### 3.4.4 Soluzioni complementari

La gestione delle situazioni di emergenza legate al malfunzionamento e conseguente disservizio di una delle due o entrambe le turbine (trip) avviene tramite il controllo avanzato di valvole di bypass il cui scopo consiste nel rispettare il più possibile il bilancio di massa della rete vapore.

In caso di trip di turbina, è necessario avere la possibilità di valutare adeguatamente le portate di estrazione e di condensa di quest'ultima.

Questa valutazione viene tipicamente eseguita basandosi sulla posizione delle valvole della turbina la quale, benché mai perfetta a causa di errori associati all'approssimazione delle portate, è pur sempre più affidabile se confrontata con misuratori di portata inadeguati.

### 3.4.5 Controllo del livello: logica a 1 elemento

In modalità automatica, il controller opera direttamente sulla regolazione della valvola dell'acqua di alimentazione per mantenere il setpoint specificato dall'operatore.

In modalità manuale, l'operatore prende possesso diretto della valvola di alimentazione.

Il controller a 1 elemento entrerà in modalità tracking se è selezionata l'opzione a 3 elementi e tutte le condizioni per il controllo a 3 elementi sono soddisfatte.

In questa modalità di tracciamento, l'uscita del controller di flusso passa direttamente attraverso il controller a 1 elemento senza alterazioni.

Le modalità disponibili sono quindi 3:

- MANUALE: l'operatore ha il controllo diretto della valvola;
- AUTO: il controller di livello agisce sulla valvola di alimentazione per ridurre al minimo l'errore tra il setpoint e la variabile misurata;
- TRACKING: il controller di livello a 1 elemento non è attivo; la posizione della valvola di alimentazione fornita dal controllore di flusso passa attraverso il controller a 1 elemento senza variazioni.

Il controller viene forzato in modalità manuale in caso di malfunzionamento della lettura del livello di liquido all'interno del corpo cilindrico.

Il controller viene forzato in modalità automatica se una delle condizioni del controller a 3 elementi non è rispettata:

- flusso di vapore inferiore alla soglia prestabilita;
- cattiva lettura del flusso di vapore;
- cattiva lettura del flusso di acqua alimento.

Il controller viene forzato in modalità tracking se l'opzione di controllo a 3 elementi è selezionata e tutte le condizioni sono soddisfatte.

#### ***3.4.6 Controllo del livello: logica a 3 elementi***

In modalità automatica, il controller modula il setpoint del controller del flusso dell'acqua di alimentazione per mantenere il setpoint del livello specificato dall'operatore sul controller a 1 elemento.

Questa modalità sarà attiva solo se è stata attivata l'opzione di controllo a 3 elementi e tutte le condizioni di utilizzo sono soddisfatte:

- flusso di vapore superiore alla soglia prestabilita;
- buona lettura del flusso di vapore;
- buona lettura del flusso di acqua alimento.

Se il controller a 1 elemento è attivo, il controller a 3 elementi andrà in modalità tracking dove la sua uscita diventa equivalente alla lettura del flusso per consentire una transizione senza sbalzi nel momento in cui le condizioni di utilizzo del controllo a 3 elementi sono nuovamente soddisfatte.

Le modalità disponibili sono quindi 2:

- AUTO: il controller di livello modula il setpoint del controller di flusso dell'acqua di alimentazione per ridurre al minimo l'errore tra il setpoint e la variabile misurata;
- TRACKING: il controller di livello a 3 elementi non è attivo; il valore in uscita corrisponde al valore di portata misurata dell'acqua di alimento.

Il controller viene forzato in modalità tracking se una delle condizioni di utilizzo del controller a 3 elementi non è rispettata:

- l'opzione di controllo a 1 elemento è selezionata dall'operatore;
- flusso di vapore inferiore alla soglia prestabilita;
- cattiva lettura del flusso di vapore;
- cattiva lettura del flusso di alimentazione.

Il controller viene forzato in modalità automatica se l'opzione di controllo a 3 elementi è attiva e tutte le condizioni sono soddisfatte.

### ***3.4.7 Controllo del flusso dell'acqua di alimento***

In modalità cascata il controller modula la valvola dell'acqua di alimentazione per mantenere il setpoint specificato dal controller di livello a 3 elementi.

Questa modalità sarà attiva solo se l'opzione di controllo a 3 elementi è stata precedentemente selezionata e tutte le condizioni di utilizzo sono soddisfatte:

- flusso di vapore superiore alla soglia prestabilita;
- buona lettura del flusso di vapore;
- buona lettura del flusso di acqua alimento.

Se il controller a 1 elemento è attivo, il controller di flusso dell'acqua di alimento entra in modalità tracking e il suo valore di uscita corrisponde all'uscita del controller a 1 elemento per consentire una transizione senza sbalzi nel momento in cui sia possibile tornare alla logica di controllo a 3 elementi.

Le modalità disponibili sono quindi 2:

- CASCATA: il controllore di flusso modula la valvola dell'acqua di alimento per ridurre al minimo l'errore tra il setpoint e la variabile misurata;
- TRACKING: il controllore di flusso è inattivo; il valore in uscita corrisponde al valore di uscita del controllore di livello a 1 elemento.

Il controller viene forzato in modalità tracking se una delle condizioni di utilizzo del controller a 3 elementi non è rispettata:

- l'opzione di controllo a 1 elemento è attiva;
- flusso di vapore inferiore alla soglia prestabilita;
- cattiva lettura del flusso di vapore;
- cattiva lettura del flusso d'acqua di alimento.

Il controller viene forzato in modalità automatica se l'opzione di controllo a 3 elementi è attiva e tutte le condizioni sono soddisfatte.

### 3.4.8 Analisi della logica attuale

Di seguito vengono illustrate le criticità individuate imputabili all'attuale sistema di controllo. I risultati sono riportati separatamente per la caldaia a corteccia, la caldaia a liquor nero, e il sistema di bypass della rete vapore.

#### 3.4.8.1 Caldaia BWE

L'analisi dei dati forniti dal sito ha consentito di valutare la necessità di utilizzare la logica a 1 elemento.

Osservando i risultati di figura 52, è possibile vedere che la relazione tra la portata del vapore e la portata dell'acqua è abbastanza lineare. I dati mostrano anche che a basso carico il flusso di vapore non è affidabile.

La logica attuale mostra una grande dipendenza dal flusso di vapore che è problematico a basso carico.

L'uso della logica a 1 elemento consentirebbe di fare affidamento solo sul livello di liquido all'interno del corpo cilindrico, che si rileva essere il valore più sicuro in fase di accensione, ad esempio.

D'altra parte, dato che la frequenza di occorrenza di flussi di vapore e acqua inferiori a  $\approx 30$  t/h è bassa, come riportato nelle figure 53 e 54, con alcune correzioni è possibile proporre solo la logica a 3 elementi.

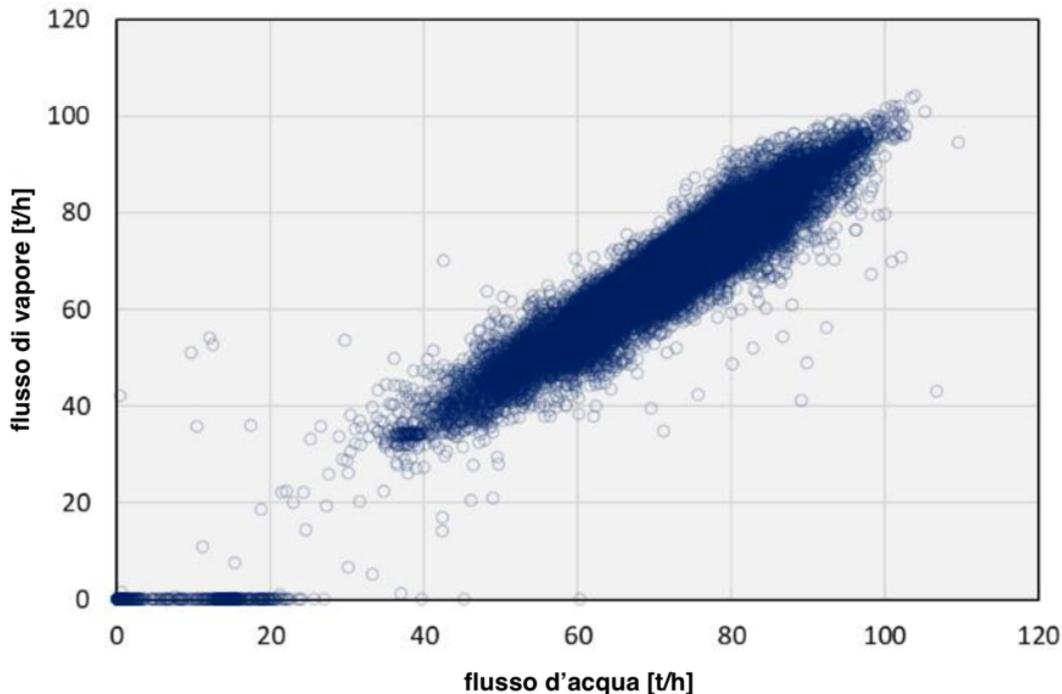


Figura 52. Correlazione acqua-vapore

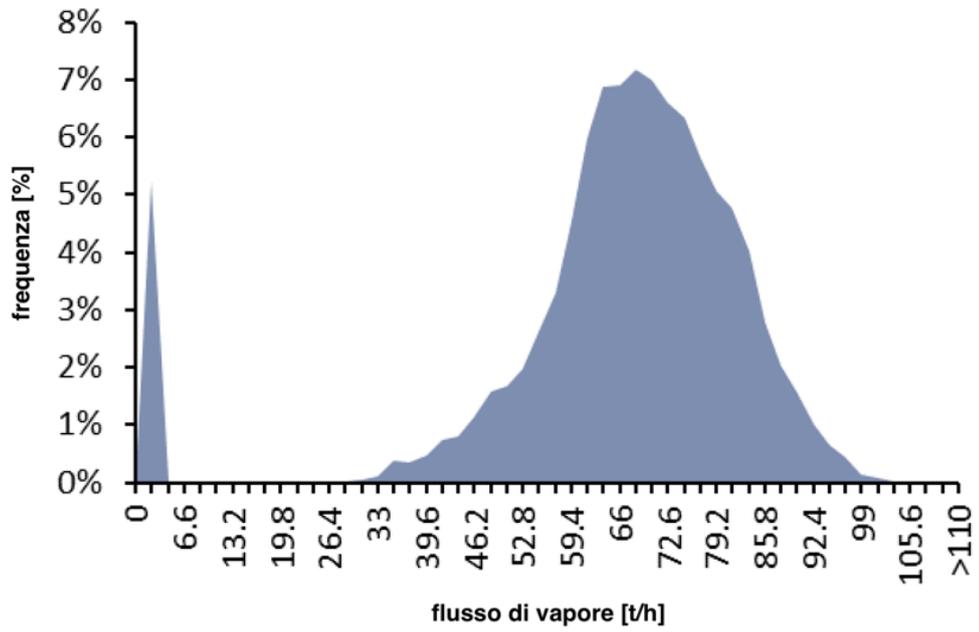


Figura 53. Frequenza flusso di vapore

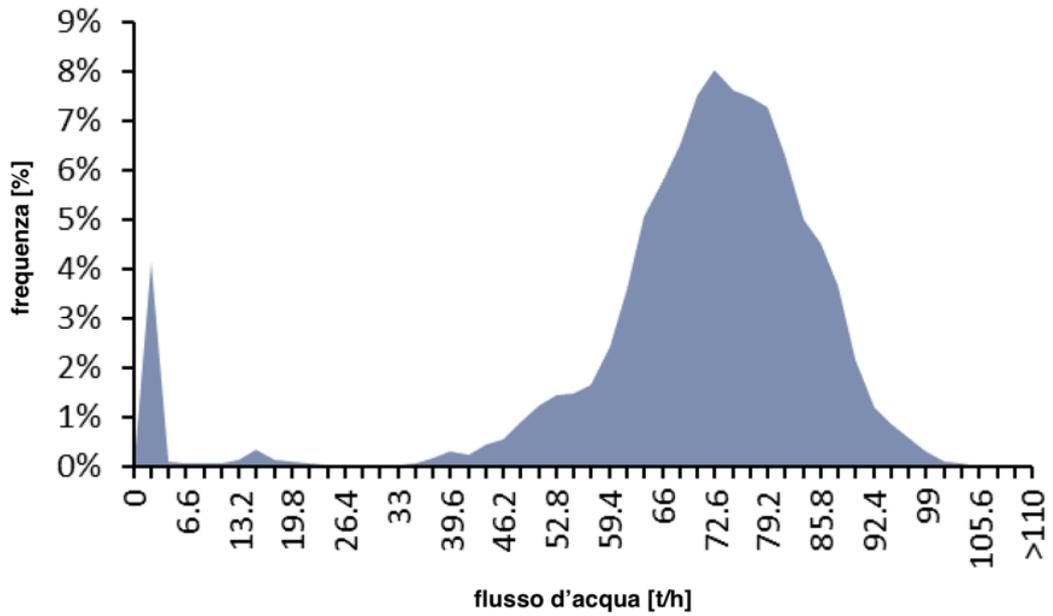


Figura 54. Frequenza flusso d'acqua

### 3.4.8.2 Caldaia KV

L'analisi dei dati forniti per la caldaia KV mostra più o meno quanto emerso dallo studio della caldaia BWE tranne per il fatto che per la KV sembra esserci più presenza di flussi d'acqua bassi (meno di  $\approx 190$  t/h).

L'uso della logica a 1 elemento migliorerebbe notevolmente il funzionamento in questi intervalli operativi inferiori e soprattutto durante gli avviamenti. I risultati sono riportati nelle figure 55, 56 e 57.

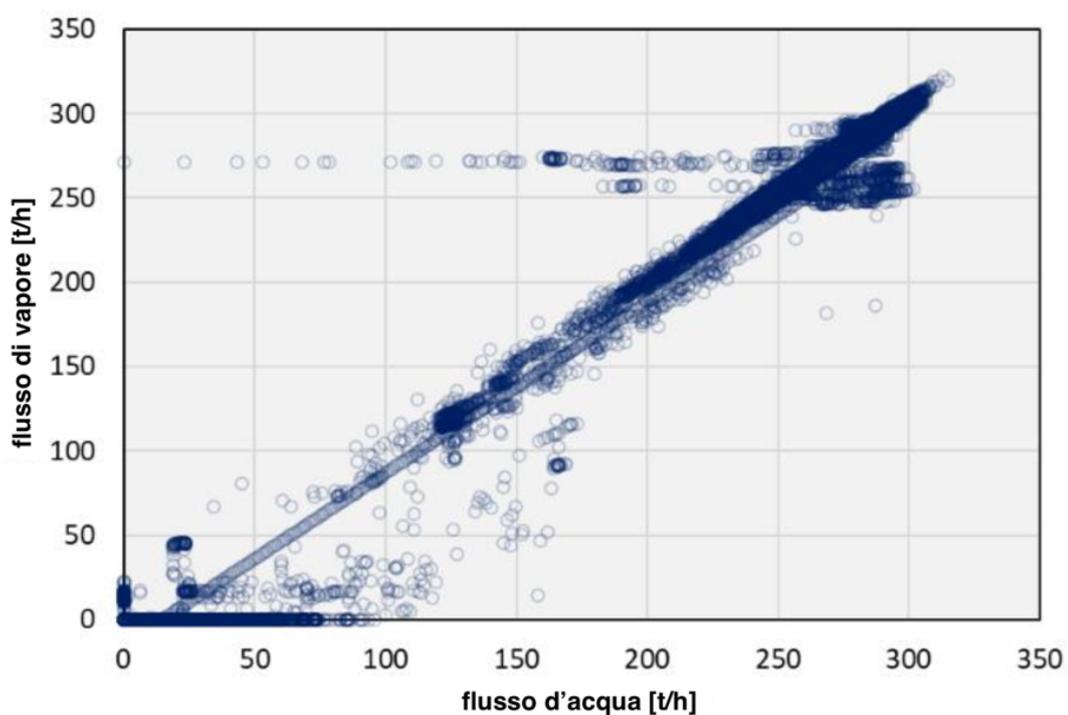


Figura 55. Correlazione acqua-vapore

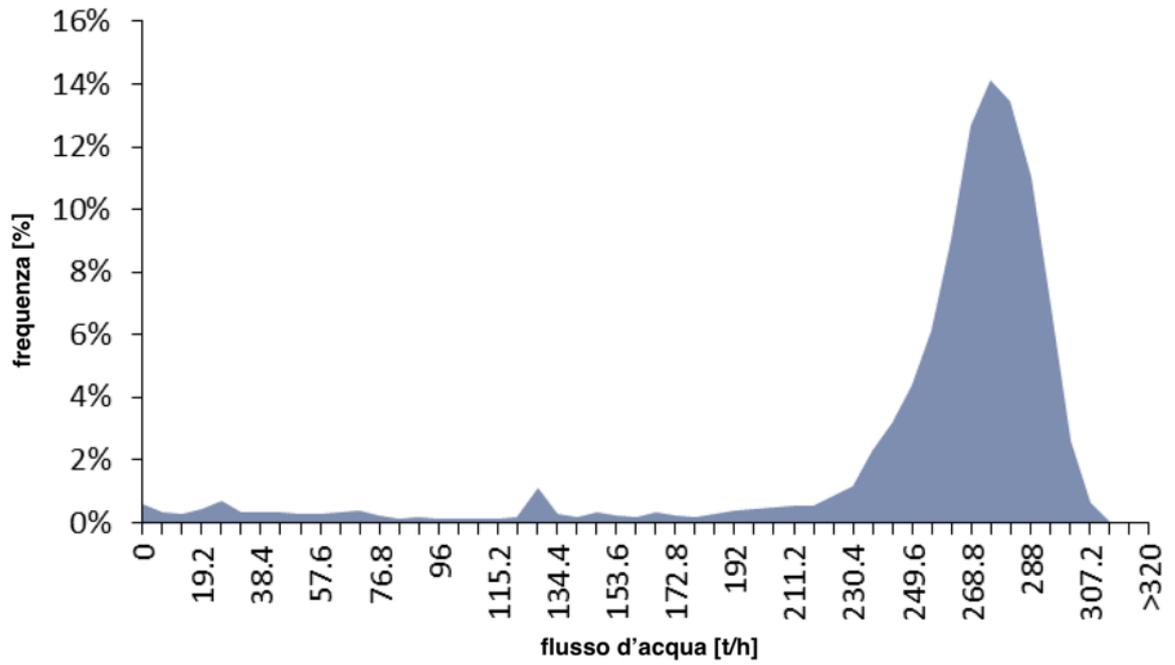


Figura 56. Frequenza flusso di acqua

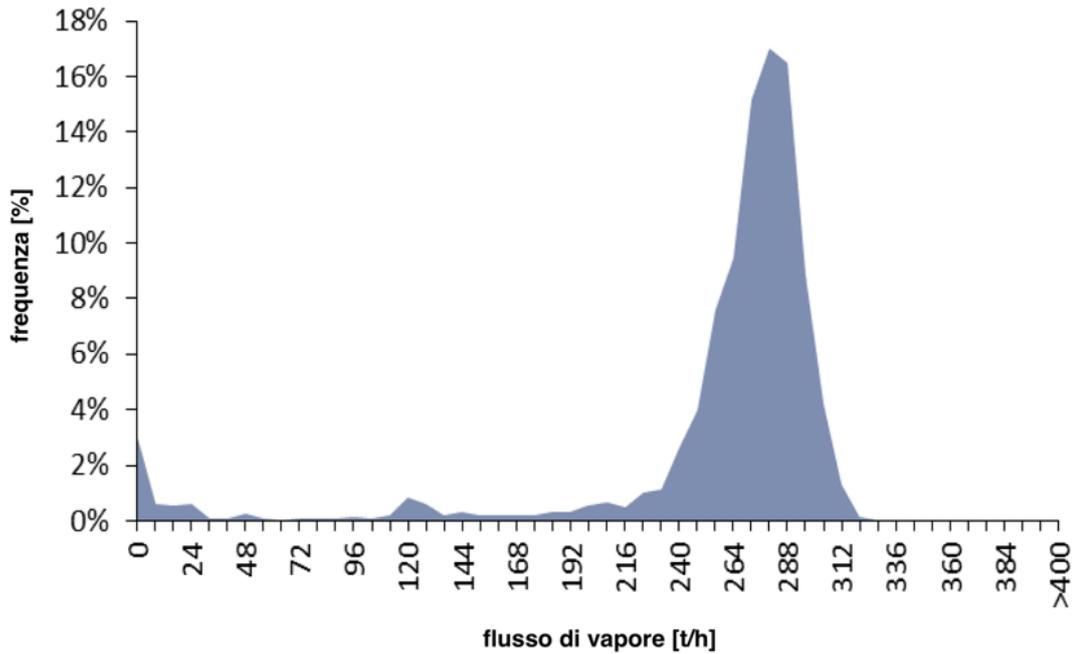


Figura 57. Frequenza flusso di vapore

### 3.4.8.3 Valvole di bypass

Questa sezione è dedicata alla verifica dell'efficacia delle valvole di bypass per le due turbine. L'analisi è stata condotta separatamente per ognuna di esse ed è stato dedicato un grafico per ogni valvola.

#### Trip turbina 4

La capacità di bypass delle valvole di sfogo è stata analizzata per il periodo che va dal 3 marzo 2019 al 30 settembre 2019. I risultati sono riportati nelle figure 58, 59 e 60.

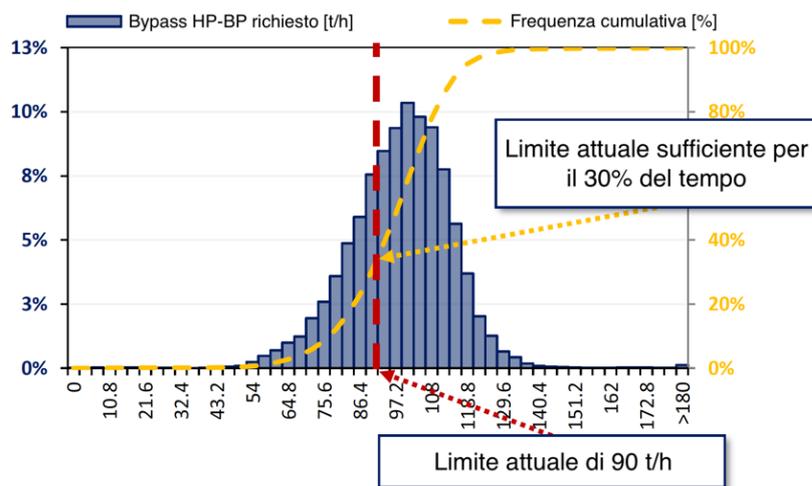


Figura 58. Bypass HP-BP

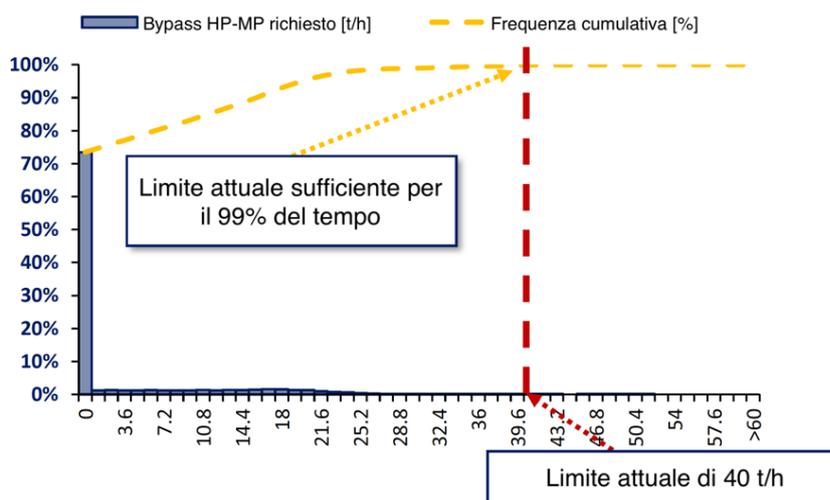


Figura 59. Bypass HP-MP

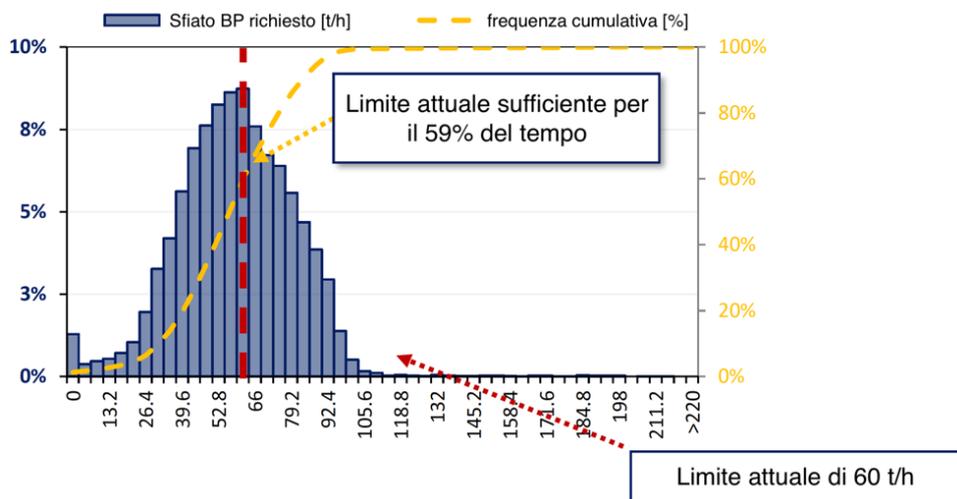


Figura 60. Bypass BP

È possibile notare che:

- la capacità della valvola di bypass HP-BP non è sufficiente per il 70% delle volte; la capacità dovrebbe essere portata a 140 t/h;
- la capacità della valvola di bypass HP-MP è sufficiente;
- la capacità della valvola di bypass BP non è sufficiente per il 41% delle volte; la capacità dovrebbe essere portata a 100 t/h.

### Trip turbina 5

Come per la turbina precedente, anche in questo caso la capacità di bypass delle valvole di sfogo è stata analizzata per il periodo che va dal 3 marzo 2019 al 30 settembre 2019. I risultati sono riportati nelle figure 61, 62 e 63.

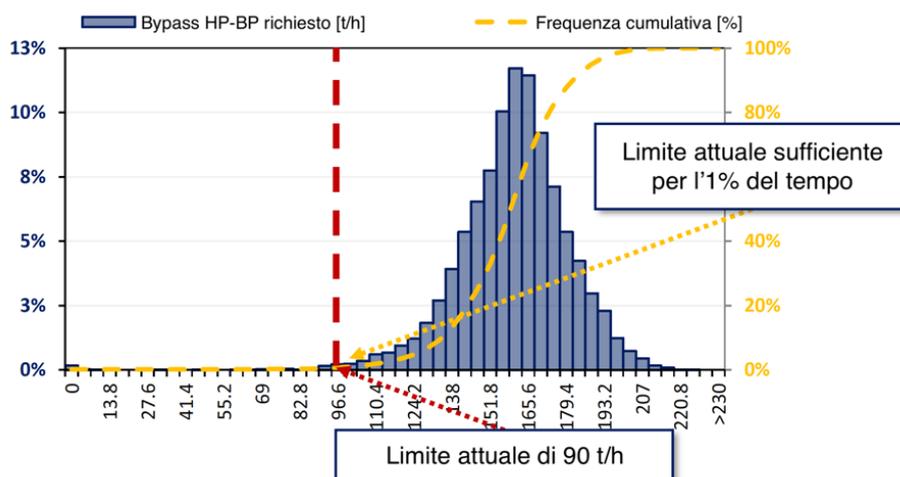


Figura 61. Bypass HP-BP

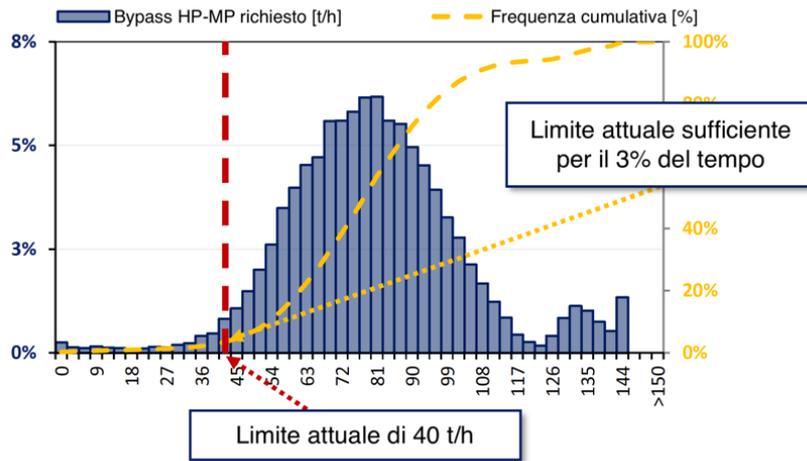


Figura 62. Bypass HP-MP

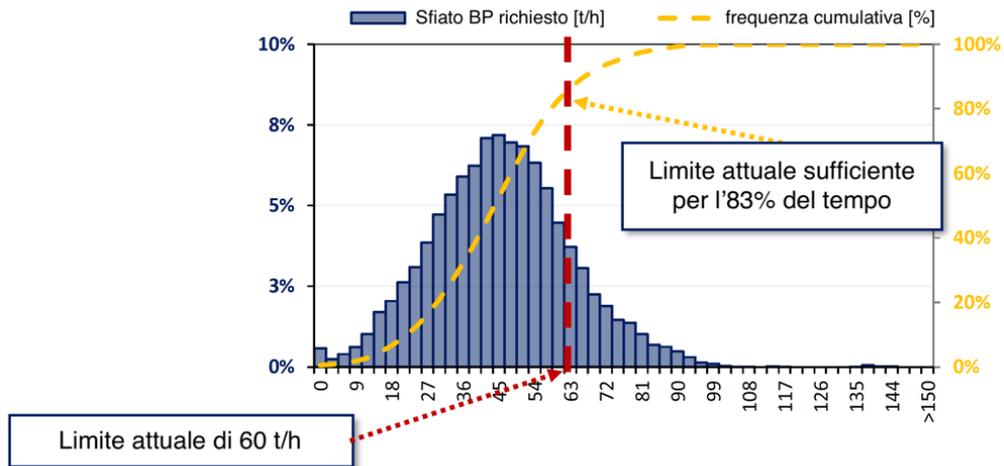


Figura 63. Bypass BP

È possibile notare che:

- la capacità della valvola di bypass HP-BP non è sufficiente per il 99% delle volte; la capacità dovrebbe essere portata a 200 t/h;
- la capacità della valvola di bypass HP-MP non è sufficiente per il 97% delle volte; la capacità dovrebbe essere portata a 140 t/h;
- la capacità della valvola di bypass BP non è sufficiente per il 17% delle volte; la capacità dovrebbe essere portata a 100 t/h.

### *3.4.9 Risultati attesi*

Il corretto dimensionamento delle valvole di bypass consentirebbe alle caldaie di evitare la fermata necessaria al raggiungimento del limite superiore di riempimento del corpo cilindrico conseguente ad improvvisi cali di carico dovuti alla domanda di vapore o a malfunzionamenti e guasti delle due turbine.

Inoltre, le modifiche proposte all'attuale logica di controllo hanno lo scopo di ridurre quanto più possibile la dipendenza del sistema dal valore di portata di vapore in uscita dal corpo cilindrico, soprattutto nei casi in cui esso si è dimostrato inaffidabile.

Ci si è concentrati principalmente sulla realizzazione dell'intervento dedicato alla caldaia a corteccia.

Nello specifico, viene offerta la possibilità di modificare in maniera poco invasiva il sistema di controllo attuale, mantenendolo sempre su tre elementi, evitando però che faccia affidamento sul valore puntuale della portata di vapore, quanto piuttosto sulla sua variazione nel tempo.

In alternativa, si è proposta l'implementazione di una logica di controllo più complessa, caratterizzata dalla presenza in parallelo di un sistema a 1 e 3 elementi, che sia capace di selezionare automaticamente le condizioni di lavoro in funzione dell'affidabilità delle misure effettuate per quanto riguarda i valori di portata di vapore, portata di acqua o livello del corpo cilindrico.

In entrambi i casi, ci si aspetta una maggiore efficacia di controllo e una riduzione dell'ampiezza delle variazioni di livello con un conseguente aumento dell'affidabilità e della produttività della caldaia.

# CAPITOLO 4

## Riduzione dei consumi di vapore

Attualmente, l'acqua viene prelevata da un fiume che scorre nei pressi dell'impianto ad una temperatura media di circa 15°C, variabile in funzione della stagione.

Una portata di 500 m<sup>3</sup>/h viene scaldata fino a 34°C tramite la parziale condensazione della portata di vapore inquinato in uscita dalla sezione di concentrazione del liquor nero, la quale viene successivamente inviata all'impianto di trattamento acque.

Parallelamente, una seconda portata di 400 m<sup>3</sup>/h viene scaldata alla stessa temperatura in funzione della necessità di raffreddare i macchinari destinati alla produzione di ozono (O<sub>3</sub>), utilizzato nei processi chimici di lavaggio e sbianca della pasta di cellulosa.

Di questi 900 m<sup>3</sup>/h totali, circa 200 m<sup>3</sup>/h vengono portati alla temperatura di 80°C attraverso il raffreddamento del liquor nero in uscita dall'impianto di cottura prima che venga inviato alla sezione di concentrazione.

A questo punto, le portate alle due diverse temperature vengono in parte miscelate allo scopo di ottenere una portata di circa 250 m<sup>3</sup>/h alla temperatura di 55°C.

Quest'ultima, in un secondo momento, viene divisa in 150 m<sup>3</sup>/h e 100 m<sup>3</sup>/h per essere portata rispettivamente a 70°C e 90°C mediante l'impiego di vapore saturo a bassa pressione, il cui consumo si attesta attorno alle 10 t/h.

Il sistema risulta essere piuttosto articolato, a causa degli stringenti limiti di temperatura imposti dalle diverse utenze e legati principalmente al trattamento chimico a cui deve essere sottoposta la pasta di cellulosa nelle fasi di lavaggio e sbianca affinché ottenga le caratteristiche desiderate.

Nelle pagine seguenti viene valutata la possibilità di installare due pompe di calore che sostituiscano il consumo di vapore di bassa pressione e che sfruttino il flusso termico di scarto legato alla necessità di condensazione del vapore inquinato in uscita dall'impianto di concentrazione del liquor nero, il quale si trova alla pressione di 0,2 bar e alla temperatura di 60°C.

#### 4.1 Dimensionamento di una pompa di calore

Le pompe di calore rappresentano una tecnologia già nota per l'industria cartaria, all'interno della quale trovano largo impiego e vengono declinata nelle loro diverse forme e applicazioni [15-17].

Tuttavia, nonostante la vasta disponibilità di flussi termici a bassa temperatura, il suo impiego è molto meno diffuso di quanto ci si potrebbe aspettare.

La ragione va ricercata principalmente nell'età di molti impianti; si ricordi che il sito di Burgo Ardennes risale al 1963.

Inizialmente, infatti, nonostante le pompe di calore godessero già di prestazioni soddisfacenti, non si diffusero velocemente in ambito industriale a causa di numerosi ostacoli:

- prezzi dell'energia troppo bassi per l'industria, in particolare per i derivati del petrolio e per il gas naturale;
- mancanza di standardizzazione dei macchinari, generalmente progettati e realizzati *ad hoc* per ogni installazione;
- conseguenti problemi di affidabilità e costi d'investimento troppo elevati.

È interessante notare come, in passato, il risparmio energetico non fosse la ragione principale per la quale si optava per l'installazione di una pompa di calore.

Esse, infatti, venivano selezionate con l'obiettivo di risolvere un particolare problema operativo, che poteva essere legato alla necessità di ridurre le emissioni, il calore di scarto, l'acqua di raffreddamento e così via [18].

Più di recente, si è d'altra parte assistito ad un'inversione di tendenza, per la quale il mercato legato alle pompe di calore si è allargato, suscitando sempre più interesse.

Sebbene in ambito industriale tale tecnologia necessiti ancora di studi e installazioni dedicati alla singola applicazione, l'aumento dei prezzi dell'energia e la crescente preoccupazione nei confronti di clima e ambiente l'hanno spinta ad essere una sempre più valida alternativa [19]. Il suo sviluppo è di grande interesse anche in ambito accademico [20-23].

Le pompe di calore vengono principalmente divise in due grandi famiglie a seconda della loro logica di funzionamento. Le pompe di calore meccaniche sono caratterizzate da quattro componenti principali:

- il compressore;
- il condensatore;
- l'evaporatore;
- la valvola di espansione.

I componenti possono essere collegati in un circuito chiuso o aperto. In caso di sistema a circuito chiuso, il calore fluisce dalla fonte di calore di scarto al fluido di lavoro all'interno dell'evaporatore, vaporizzando così il fluido di lavoro.

Il vapore viene compresso a una pressione e una temperatura più elevate ed entra dunque nel condensatore, dove, in seguito al processo di condensazione, fornisce calore utile da quello che inizialmente sarebbe stato considerato scarto.

Infine, il fluido di lavoro viene riportato alla pressione di evaporazione attraverso una valvola di laminazione ed il ciclo si ripete.

Uno schema di una pompa di calore meccanica è mostrata sulla base di un diagramma pressione-temperatura in figura 64.

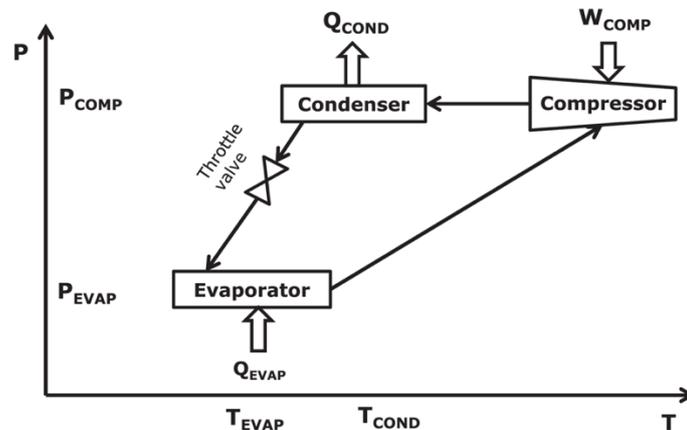


Figura 64. Pompa di calore a compressione di vapore

Nelle pompe di calore ad assorbimento, la compressione del fluido di lavoro avviene termicamente in un circuito parallelo costituito da:

- il generatore;
- l'assorbitore;
- la pompa;
- la valvola di espansione.

Il calore di scarto a bassa temperatura produce vapore a bassa pressione all'interno dell'evaporatore. Nell'assorbitore il calore viene trasferito ad una soluzione secondaria, la quale viene portata ad una pressione più elevata e viene fatta evaporare tramite il generatore.

Il fluido di lavoro viene fatto condensare per mezzo del condensatore mentre la soluzione ritorna all'assorbitore attraverso una valvola di espansione.

Uno schema di funzionamento sulla base di un diagramma pressione-temperatura è mostrato in figura 65.

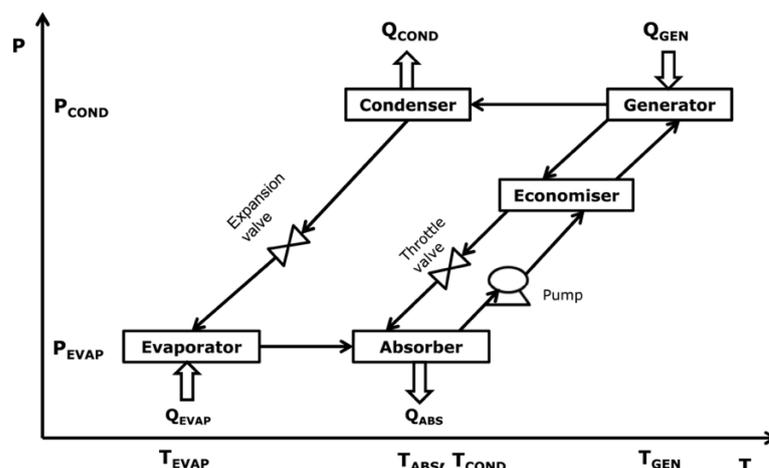


Figura 65. Pompa di calore ad assorbimento

Le pompe di calore meccaniche sono caratterizzate da coefficienti di prestazione maggiori, ma richiedono il consumo di energia elettrica per l'azionamento del compressore.

D'altra parte, invece, le pompe di calore ad assorbimento, benché presentino un consumo di elettricità trascurabile, essenzialmente legato all'azionamento della pompa, necessitano di potenza termica ad elevata temperatura per garantire la corretta separazione di fluido di lavoro e soluzione all'interno del generatore [24].

Il punto chiave nel dimensionamento di una pompa di calore è rappresentato dalla selezione del fluido di lavoro; tale scelta si rivela complessa per via delle numerose possibilità disponibili, dei limiti imposti in termini di sicurezza e inquinamento e delle caratteristiche di design legate al processo in cui verrà inserita tale tecnologia, che sono stabilite a priori e generalmente non possono essere modificate [25].

Allo scopo di individuare la scelta migliore, sono state sviluppate diverse tecniche computazionali basate su quello che viene definito come approccio ingegneristico inverso [26].

La selezione del fluido di lavoro si basa, dunque, sull'individuazione delle migliori caratteristiche che soddisfino *in toto* le condizioni imposte dal ciclo termodinamico oggetto di studio: conoscere le caratteristiche ottimali richieste al fluido di lavoro permette di selezionare il fluido stesso che meglio soddisfi tali requisiti.

È stato dimostrato che l'impiego di miscele zeotropiche come fluido di lavoro porti ad un generale aumento delle prestazioni a fronte di più elevati costi d'investimento legati a maggiori vincoli di design e più complicate condizioni di lavoro [27-28].

Questo comportamento è giustificato dalla possibilità di tali fluidi di garantire un miglior accoppiamento termico in entrambe le fasi di condensazione ed evaporazione.

In funzione della destinazione d'uso descritta in precedenza, si è deciso di optare per una pompa meccanica a compressione di vapore.

Le prestazioni più elevate, la maggior semplicità di design e i costi d'investimento inferiori sono stati fattori determinanti per la scelta.

Caratteristiche e logica di funzionamento sono illustrate nelle figure seguenti.

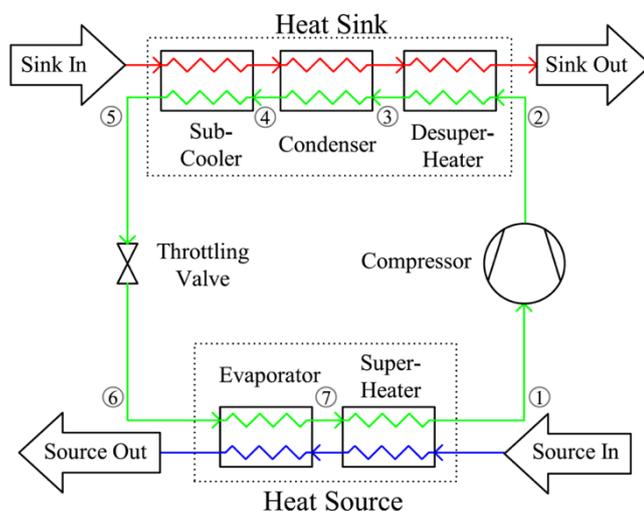


Figura 66. Schema di una pompa di calore a compressione di vapore

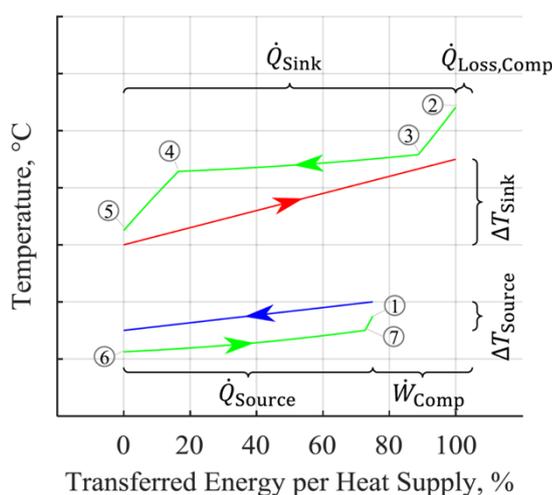


Figura 67. Grafico temperatura

Si è deciso di confrontare il comportamento di tre diversi fluidi di lavoro, selezionati tra i migliori di quelli illustrati in letteratura, le cui caratteristiche vengono di seguito descritte e discusse.

L'ammoniaca ( $\text{NH}_3$ ), identificata per mezzo della sigla R717, essendo una sostanza naturale, presenta valori di Global Warming Potential e Ozone Depletion Potential nulli; è facilmente reperibile e piuttosto economica.

Le maggiori criticità sono legate alla sua tossicità e corrosività, le quali sono responsabili di costi impiantistici e di gestione più elevati rispetto alle alternative disponibili.

La possibilità di raggiungere prestazioni elevate la rendono tuttavia una scelta interessante per impianti industriali di grossa taglia; in nord Europa se ne trovano numerose applicazioni.

Il butano ( $\text{C}_4\text{H}_{10}$ ), identificato per mezzo della sigla R600, fa parte della famiglia degli idrocarburi; essendo anch'esso di origine naturale presenta un

valore di Global Warming Potential estremamente basso (3-4) ed un Ozone Depletion Potential nullo.

Altamente infiammabile, trova numerose applicazioni in impianti di refrigerazione di piccole dimensioni, anche domestici, per le quali non rappresenta nessun rischio date le basse concentrazioni e temperature.

Il tetrafluoroetano ( $C_2H_2F_4$ ), identificato per mezzo della sigla R134a, è un alogenuro alchilico (HFC) prodotto artificialmente.

Non presenta alcuna problematica di infiammabilità né di tossicità ed è caratterizzato da un Ozone Depletion Potential nullo; è stato largamente utilizzato a partire dagli anni '90, ma il suo elevato Global Warming Potential (superiore a 1300) lo rende un'alternativa attualmente poco allettante, se non addirittura insostenibile.

A questo punto viene illustrato il metodo di dimensionamento e caratterizzazione del ciclo termodinamico che è stato seguito e applicato.

Prerequisiti fondamentali sono la conoscenza del flusso termico richiesto e i livelli di temperatura delle risorse calda e fredda, i quali rappresenteranno i limiti di funzionamento a cui viene richiesto alla pompa di calore di operare.

È quindi necessario presupporre delle differenze di temperatura adeguate tra i flussi di acqua e il fluido di lavoro, considerando che quest'ultimo necessita di un minimo livello di surriscaldamento e di sotto raffreddamento, allo scopo di garantire il corretto funzionamento delle diverse componenti impiantistiche.

Per ogni fluido di lavoro considerato, conoscendo le temperature di evaporazione e condensazione, è stato possibile ricavare le rispettive pressioni e le caratteristiche dei capisaldi del ciclo attraverso la consultazione delle relative tabelle di saturazione.

Il ciclo termodinamico verrà successivamente illustrato attraverso i diagrammi di temperatura-entropia e pressione-entalpia.

Sono stati di conseguenza calcolati i seguenti parametri:

1. effetto utile specifico per unità di massa

$$q_{hot} = h_2 - h_3 \text{ [kJ/kg]}$$

2. effetto utile specifico per unità di volume

$$q_v = q_{hot}/v_1 \text{ [kJ/m}^3\text{]}$$

3. lavoro di compressione specifico per unità di massa

$$w_c = h_2 - h_1 \text{ [kJ/kg]}$$

4. calore di evaporazione specifico per unità di massa

$$q_{eva} = h_1 - h_4 \text{ [kJ/kg]}$$

5. portata in massa del fluido di lavoro

$$\dot{m} = \dot{Q}_{hot}/q_{hot} \text{ [kg/s]}$$

6. portata volumetrica del fluido di lavoro

$$\dot{V}_{real} = \dot{m}v_1 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

7. efficienza volumetrica in funzione del volume di spazio morto

$$\lambda_c = 1 - c \left[ \left( p_{cd}/p_{eva} \right)^{1/m} - 1 \right] \text{ [-]}$$

dove c rappresenta il fattore di spazio morto ed m il fattore di espansione politropica

8. efficienza volumetrica in funzione delle perdite meccaniche

$$\lambda'_w = T_{ev}/T_{cd} \text{ [-] per R717}$$

$$\lambda'_w = (T_{ev} - \theta) / (\alpha T_{cd} - \beta \theta) \text{ [-] altrimenti}$$

dove  $\alpha = 1,12$ ,  $\beta = 0,5$  e  $\theta = T_1 - T_{ev}$

9. efficienza volumetrica complessiva

$$\lambda = \lambda_c \lambda'_w \text{ [-]}$$

10. cilindrata teorica del compressore

$$\dot{V}_h = \dot{V}_{real} / \lambda \text{ [m}^3\text{/s]}$$

11. potenza teorica del compressore

$$\dot{P}_{th} = \dot{m}w_c \text{ [kW]}$$

12. rendimento isentropico

$$\eta_i = \lambda'_w + bT_{ev} \text{ [-]}$$

dove la temperatura è espressa in °C e b è pari a 0,001 per l'R717 o 0,0025 negli altri casi

13. potenza interna del compressore

$$\dot{P}_i = \dot{P}_{th} / \eta_i \text{ [kW]}$$

14. perdite per attrito

$$\dot{P}_{fr} = \dot{V}_h \bar{p}_{i,fr} \text{ [kW]}$$

dove  $\bar{p}_{i,fr}$  assume un valore di 50-70 kPa per l'R717 e di 30-50 kPa negli altri casi

15. potenza effettiva del compressore

$$\dot{P}_e = \dot{P}_i + \dot{P}_{fr} \text{ [kW]}$$

16. potenza elettrica richiesta

$$\dot{P}_{el} = \dot{P}_e / \eta_{el}$$

con rendimento elettrico del motore  $\eta_{el}$  assunto pari a 0,95

17. coefficiente di prestazione di Carnot

$$COP_{Carnot} = \frac{T_{cd}}{T_{cd} - T_{ev}} \text{ [-]}$$

18. coefficiente di prestazione teorico

$$COP_{th} = \frac{\dot{Q}_{hot}}{\dot{P}_{th}} \text{ [-]}$$

19. coefficiente di prestazione effettivo

$$COP_{real} = \frac{\dot{Q}_{hot}}{\dot{P}_e} \text{ [-]}$$

20. rendimento teorico

$$\eta_{rm}^* = COP_{th} / COP_{Carnot} \text{ [-]}$$

21. rendimento effettivo

$$\eta_{rm} = COP_{real} / COP_{Carnot} \text{ [-]}$$

I risultati ottenuti vengono illustrati separatamente per le due differenti installazioni prese in considerazione.

## 4.2 Pompa di calore 1

Per aumentare la temperatura di 100 m<sup>3</sup>/h di acqua da 55°C a 90°C è richiesta una potenza termica di 4,07 MW; come sorgente a bassa temperatura si utilizza il vapore inquinato in uscita dall'impianto di concentrazione del liquor nero, che si trova in condizioni di saturazione alla pressione di 0,2 bar e alla temperatura di 60°C.

Di conseguenza, sono state selezionate una temperatura di evaporazione di 50°C e una temperatura di condensazione di 100°C.

A causa della temperatura di condensazione troppo elevata, si è esclusa la possibilità di utilizzare l'R134a come fluido di lavoro, in quanto si troverebbe ad operare in condizioni trans-critiche.

Si è invece rivelato necessario diminuire la temperatura di evaporazione a 40°C nel caso di utilizzo di R600 al fine di garantire l'assenza di liquido in fase di compressione, volendo, a questo stadio dell'analisi, mantenere inalterato il design dell'eventuale installazione.

Nelle tabelle seguenti sono riportati i valori di pressione, temperatura ed entalpia dei capisaldi del ciclo termodinamico per i due fluidi di lavoro considerati; sono presenti anche il volume specifico in ingresso al compressore e la relativa entropia, utili per la costruzione del grafico e per i calcoli di dimensionamento.

Tabella 6. Capisaldi del ciclo termodinamico per R600

	1	2	3	4
Pressione [bar]	3,761	15,135	15,135	3,761
Temperatura [°C]	53,246	101,519	95	40
Entalpia [kJ/kg]	664,58	723	441,85	441,85
Volume specifico [m <sup>3</sup> /kg]	0,113	x	x	x
Entropia [kJ/kg]	2,5	2,5	x	x

Tabella 7. Capisaldi del ciclo termodinamico per R717

	1	2	3	4
Pressione [bar]	20,353	62,646	62,646	20,353
Temperatura [°C]	55	150	95	50
Entalpia [kJ/kg]	1510,1	1678,3	676,46	676,46
Volume specifico [m <sup>3</sup> /kg]	0,06498	x	x	x
Entropia [kJ/kg]	5,105	5,105	x	x

Un confronto più significativo può essere effettuato guardando ai grafici p-h e T-s che è stato possibile estrapolare dalle tabelle 6 e 7.

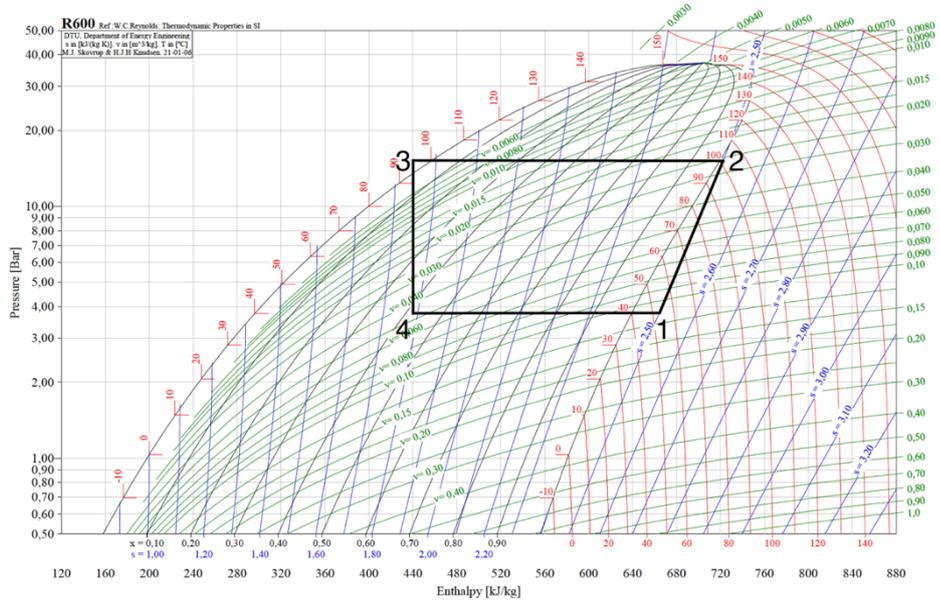


Figura 68. Grafico p-h per R600

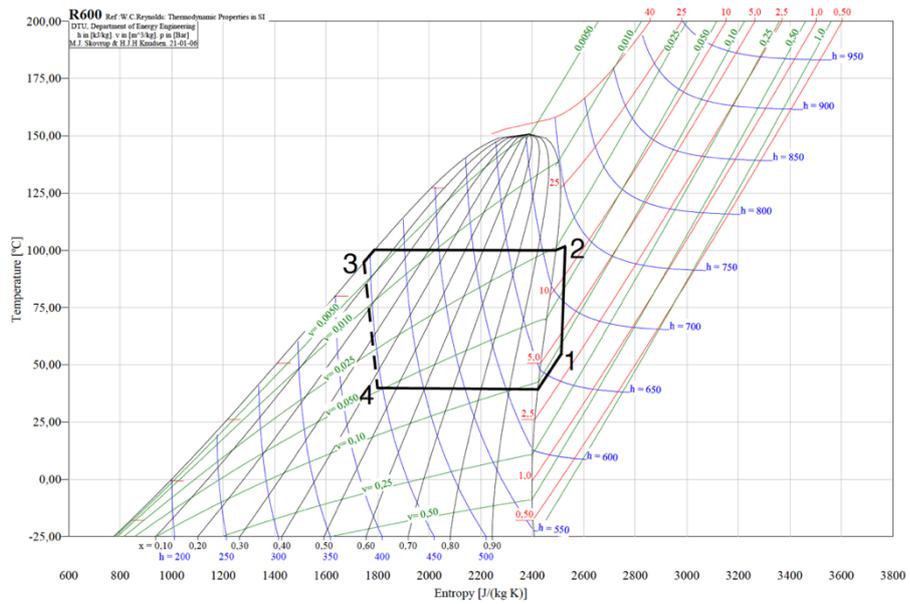


Figura 69. Grafico T-s per R600

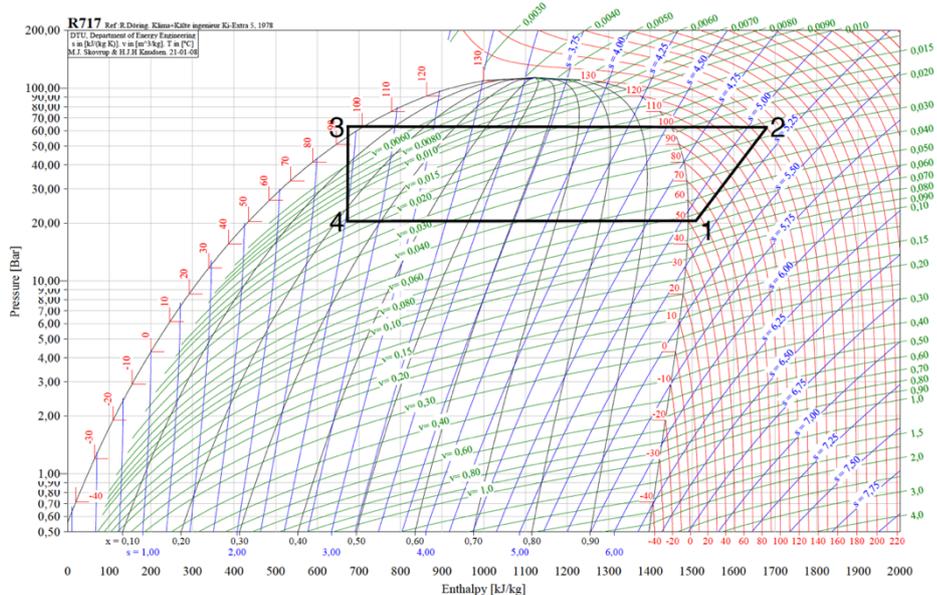


Figura 70. Grafico p-h per R717

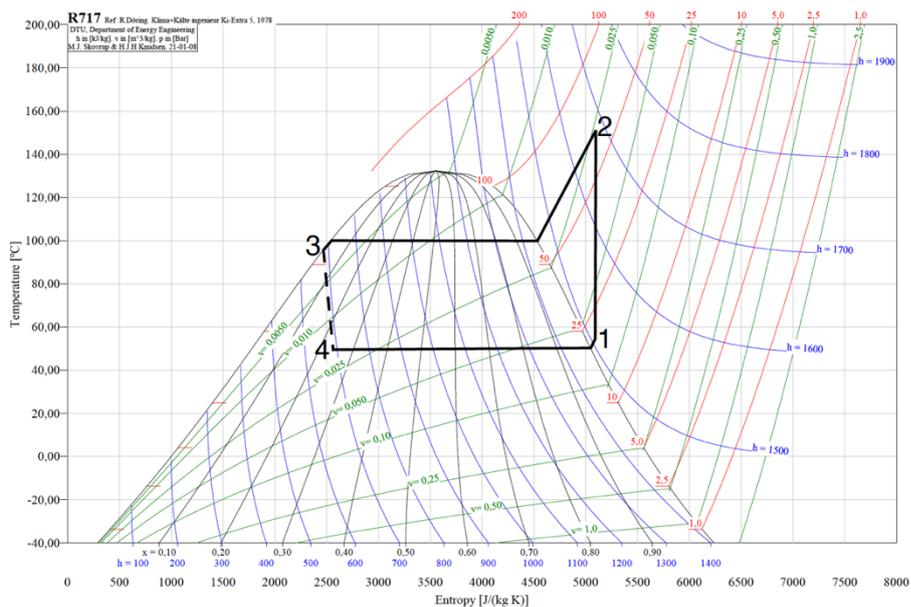


Figura 71. Grafico T-s per R717

Risulta evidente la grande differenza tra le pressioni di lavoro a cui viene richiesto di operare dai due differenti fluidi; se per il butano i livelli di pressione sono compresi tra 3 e 15 bar circa, utilizzando l'ammoniaca risulta necessario spingersi oltre i 62 bar, senza scendere al di sotto dei 20 bar.

Inoltre, se con il butano la compressione avviene molto vicino alle condizioni di saturazione, l'ammoniaca raggiunge elevati livelli di surriscaldamento, arrivando a toccare i 150°C.

In tabella 8 sono riportati i risultati numerici.

Tabella 8. Risultati pompa di calore 1

	R600	R717
Effetto utile [kJ/kg]	281,15	1.001,84
Effetto utile [kJ/m <sup>3</sup> ]	2.488,05	15.417,67
Lavoro di compressione [kJ/kg]	58,42	168,20
Calore di evaporazione [kJ/kg]	222,73	833,64
Portata di fluido refrigerante [kg/s]	14,48	4,06
Portata di fluido refrigerante [t/h]	52,11	14,63
Portata di fluido refrigerante [m <sup>3</sup> /s]	1,64	0,26
Portata di fluido refrigerante [m <sup>3</sup> /h]	5.888,94	950,34
Fattore di spazio morto c [-]	0,02	0,02
Fattore di espansione politropica m [-]	1,03	1,18
$\lambda_c$ [-]	0,96	0,98
$\lambda_w$ [-]	0,77	0,87
Efficienza volumetrica [-]	0,74	0,85
Cilindrata teorica del compressore [m <sup>3</sup> /s]	2,22	0,31
Cilindrata teorica del compressore [m <sup>3</sup> /h]	8.003,76	1.124,50
Potenza teorica del compressore [kW]	845,70	683,32
Rendimento isentropico [-]	0,87	0,92
Potenza interna del compressore [kW]	973,41	746,02
Perdite per attrito [kW]	88,93	12,49
Potenza effettiva del compressore [kW]	1.062,34	758,51
Potenza elettrica richiesta [kW]	1.118,26	798,43
COP di Carnot [-]	6,22	7,46
COP teorico [-]	4,81	5,96
COP effettivo [-]	3,83	5,37
Rendimento teorico [-]	0,77	0,80
Rendimento effettivo [-]	0,62	0,72

L'ammoniaca offre salti entalpici tra le condizioni di liquido saturo e vapore saturo molto più elevati rispetto a quelli del butano, grazie ai quali risulta possibile ridurre la richiesta di fluido di lavoro a poco più di  $\frac{1}{4}$  se paragonata a quella necessaria per l'idrocarburo.

Ciò porta, nonostante un lavoro specifico di compressione quasi triplo, ad un consumo di potenza elettrica di molto inferiore a favore dell'ammoniaca, complice anche il fatto dell'inferiore ingombro volumetrico. Inoltre, porta l'R717 a garantire prestazioni più elevate.

### 4.3 Pompa di calore 2

Per aumentare la temperatura di 150 m<sup>3</sup>/h di acqua da 55°C a 70°C è richiesta una potenza termica di 2,63 MW; come sorgente a bassa temperatura si utilizza il vapore inquinato in uscita dall'impianto di concentrazione del liquor nero, il quale si trova in condizioni di saturazione alla pressione di 0,2 bar e alla temperatura di 60°C.

Di conseguenza, sono state selezionate una temperatura di evaporazione di 50°C e una temperatura di condensazione di 80°C.

Questa volta è stato possibile valutare le prestazioni di tutti e tre i fluidi di lavoro, senza la necessità di modificare le condizioni operative.

Nelle tabelle seguenti sono riportati i valori di pressione, temperatura ed entalpia dei capisaldi del ciclo termodinamico per i tre fluidi di lavoro considerati; sono presenti anche il volume specifico in ingresso al compressore e la relativa entropia, utili per la costruzione del grafico e per i calcoli di dimensionamento.

Tabella 9. Capisaldi del ciclo termodinamico per R600

	1	2	3	4
Pressione [bar]	4,911	10,019	10,019	4,911
Temperatura [°C]	55	80,068	75	50
Entalpia [kJ/kg]	663,3	692,33	386,17	386,17
Volume specifico [m <sup>3</sup> /kg]	0,08433	x	x	x
Entropia [kJ/kg]	2,463	2,463	x	x

Tabella 10. Capisaldi del ciclo termodinamico per R717

	1	2	3	4
Pressione [bar]	20,353	41,331	41,331	20,353
Temperatura [°C]	55	111,581	75	50
Entalpia [kJ/kg]	1510,1	1611,46	562,61	562,61
Volume specifico [m <sup>3</sup> /kg]	0,06498	x	x	x
Entropia [kJ/kg]	5,105	5,105	x	x

Tabella 11. Capisaldi del ciclo termodinamico per R134a

	1	2	3	4
Pressione [bar]	13,194	26,346	26,346	13,194
Temperatura [°C]	55	87,297	75	50
Entalpia [kJ/kg]	428,74	442,26	313,33	313,33
Volume specifico [m <sup>3</sup> /kg]	0,01562	x	x	x
Entropia [kJ/kg]	1,723	1,723	x	x

Un confronto più significativo può essere effettuato guardando ai grafici p-h e T-s che è stato possibile estrapolare dalle tabelle 9, 10 e 11.

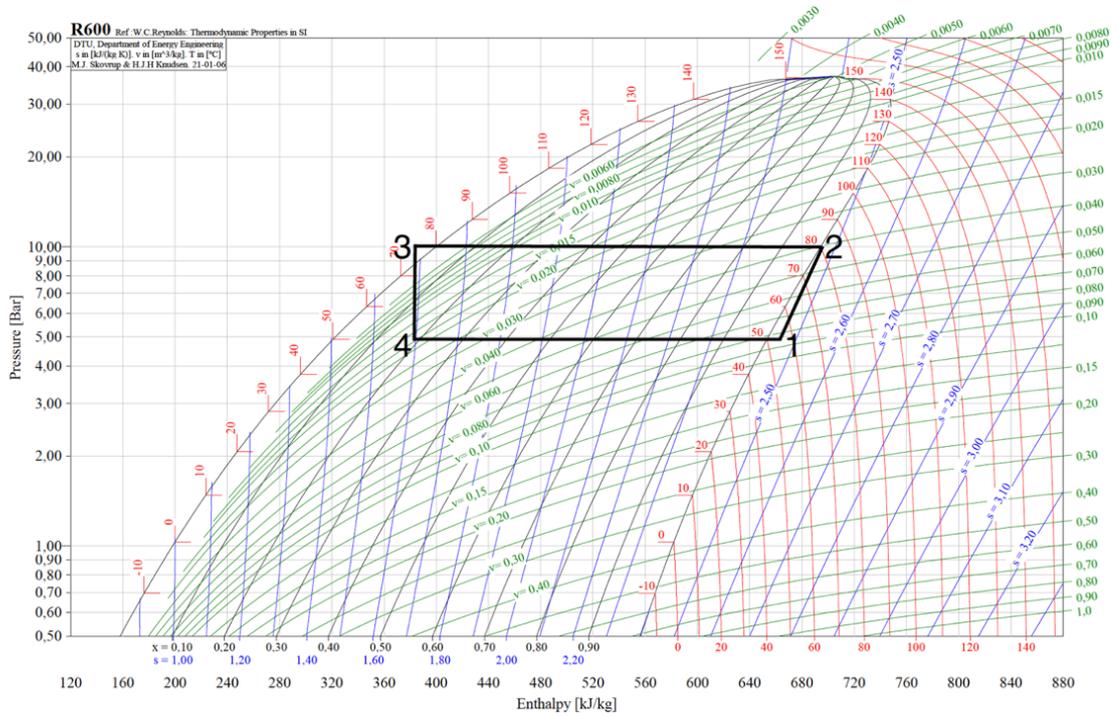


Figura 72. Grafico p-h per R600

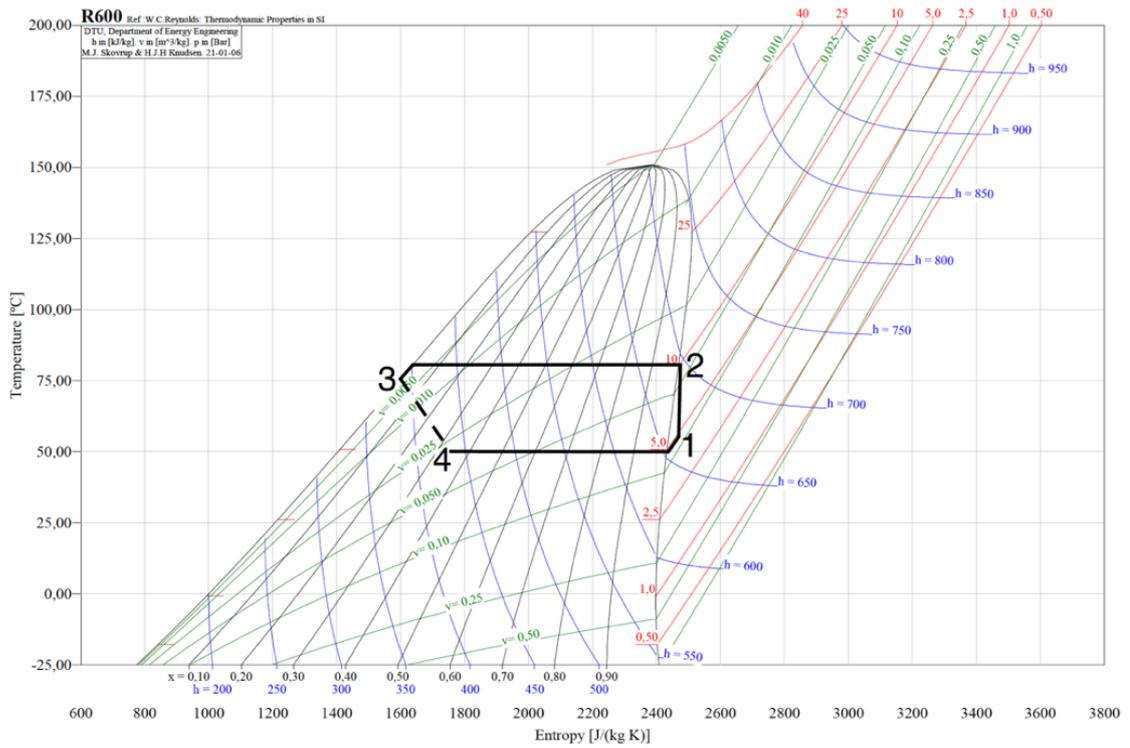


Figura 73. Grafico T-s per R600

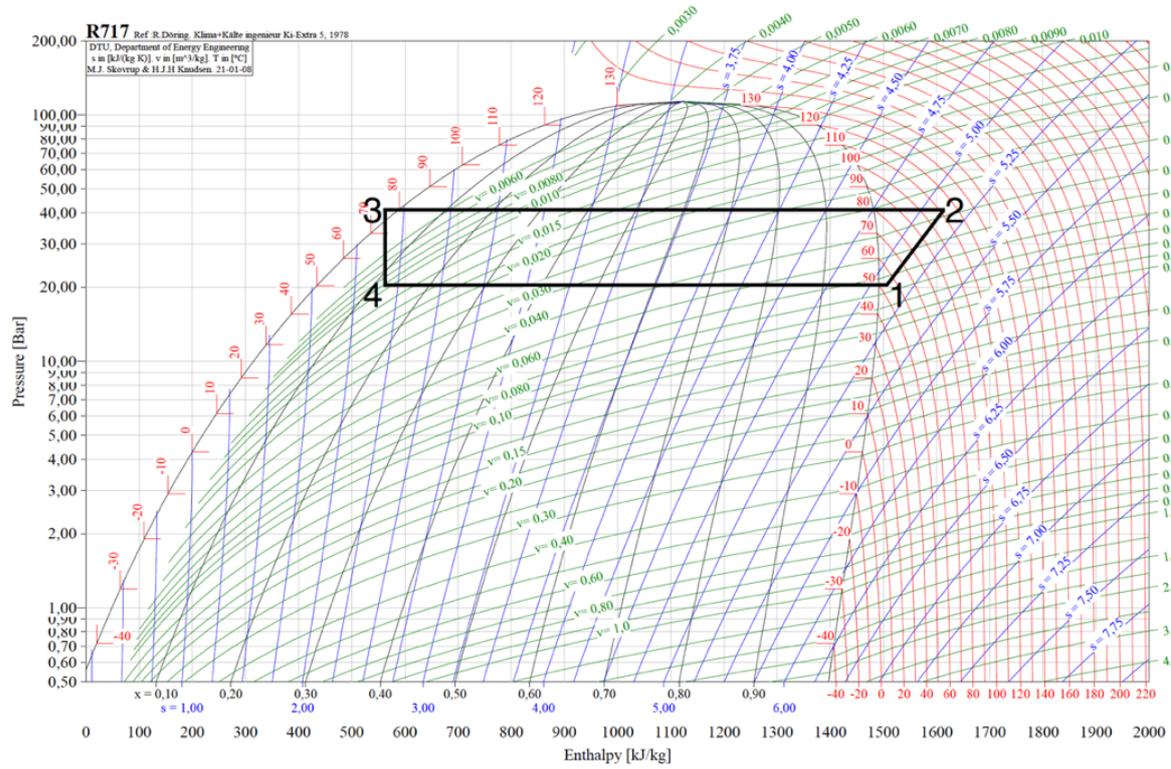


Figura 74. Grafico p-h per R717

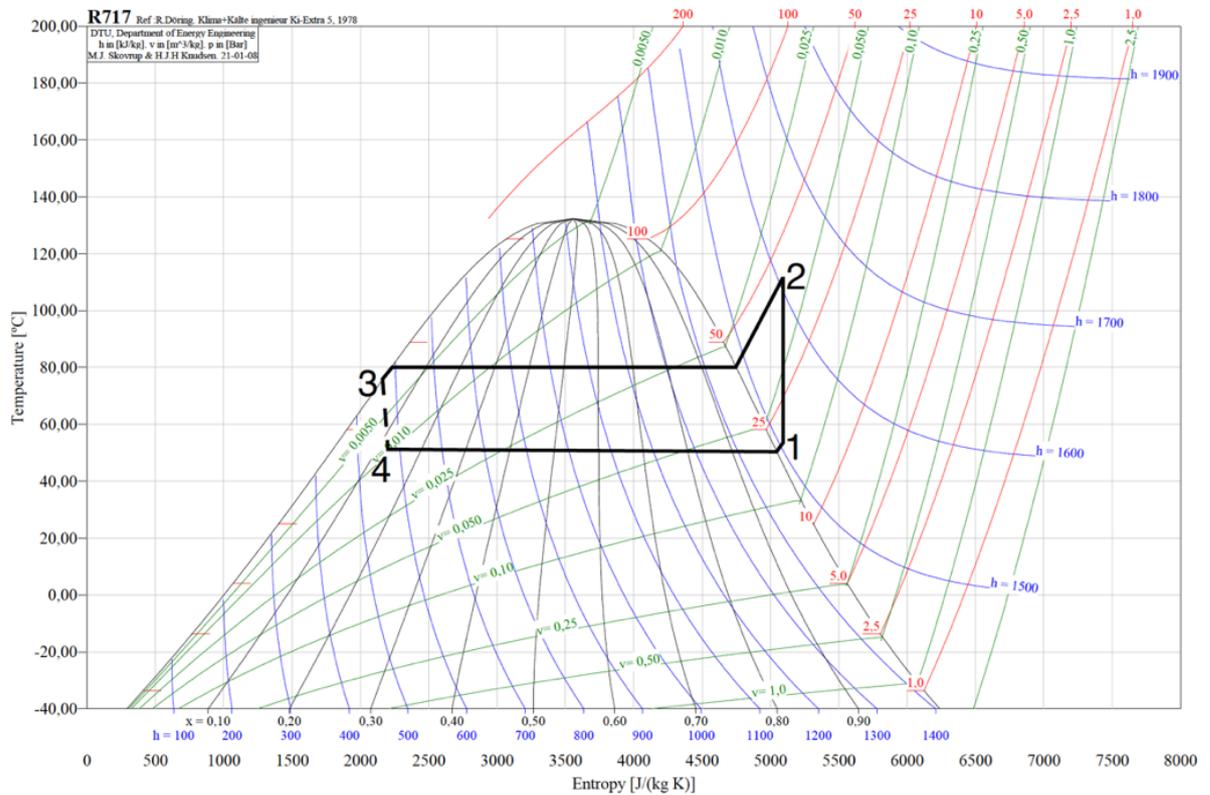


Figura 75. Grafico T-s per R717

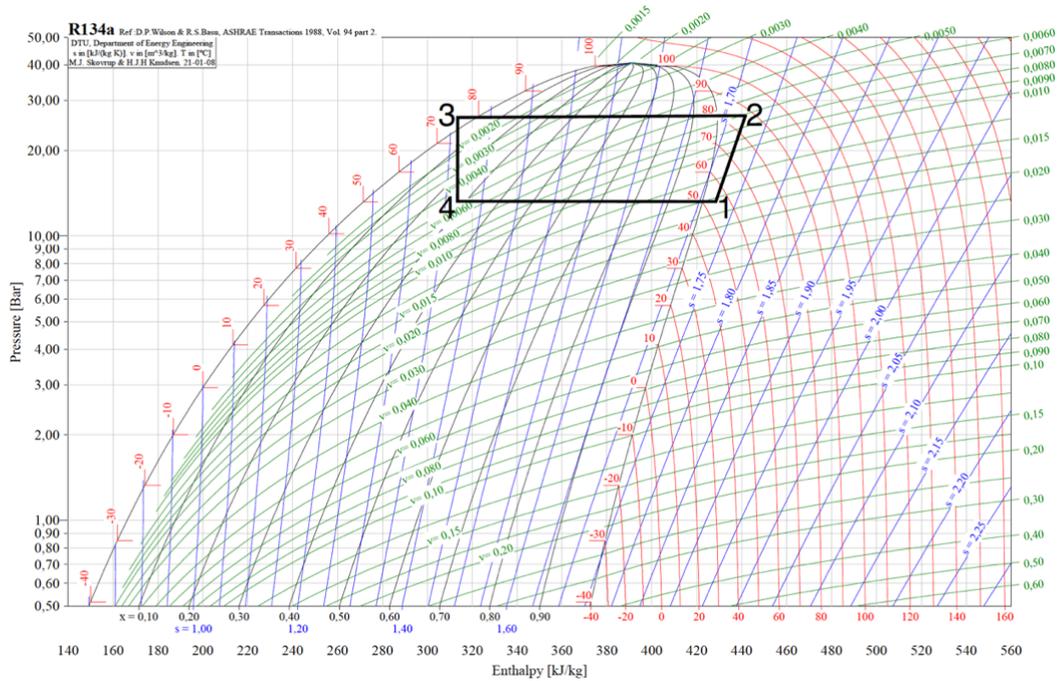


Figura 76. Grafico p-h per R134a

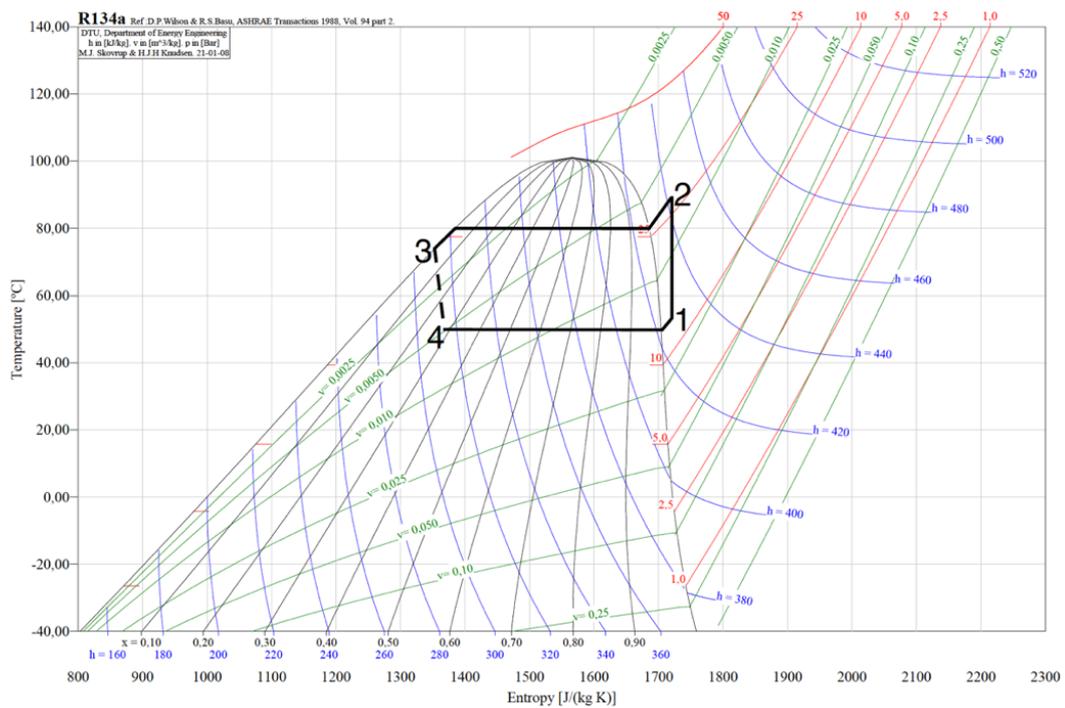


Figura 77. Grafico T-s per R134a

Sebbene gli intervalli operativi siano differenti, le stesse considerazioni fatte per R600 e R717 nel caso precedente restano valide con R134a che rappresenta il perfetto compresso sia in termini di pressioni di lavoro che di massima temperatura di surriscaldamento.

In tabella 12 sono riportati i risultati numerici.

Tabella 12. Risultati pompa di calore 2

	R600	R717	R134a
Effetto utile [kJ/kg]	306,16	1.048,85	128,93
Effetto utile [kJ/m <sup>3</sup> ]	3.630,50	16.141,12	8.254,16
Lavoro di compressione [kJ/kg]	29,03	101,36	13,52
Calore di evaporazione [kJ/kg]	277,13	947,49	115,41
Portata di fluido refrigerante [kg/s]	8,59	2,51	20,40
Portata di fluido refrigerante [t/h]	30,93	9,03	73,44
Portata di fluido refrigerante [m <sup>3</sup> /s]	0,72	0,16	0,32
Portata di fluido refrigerante [m <sup>3</sup> /h]	2.607,91	586,58	1.147,06
Fattore di spazio morto c [-]	0,02	0,02	0,02
Fattore di espansione politropica m [-]	1,03	1,18	1,03
$\lambda_c$ [-]	0,99	0,99	0,99
$\lambda_w$ [-]	0,82	0,92	0,82
Efficienza volumetrica [-]	0,81	0,90	0,81
Cilindrata teorica del compressore [m <sup>3</sup> /s]	0,89	0,18	0,39
Cilindrata teorica del compressore [m <sup>3</sup> /h]	3.211,33	649,11	1.411,58
Potenza teorica del compressore [kW]	249,38	254,16	275,79
Rendimento isentropico [-]	0,95	0,97	0,95
Potenza interna del compressore [kW]	262,66	263,38	290,48
Perdite per attrito [kW]	35,68	7,21	15,68
Potenza effettiva del compressore [kW]	298,34	270,59	306,16
Potenza elettrica richiesta [kW]	314,04	284,83	322,27
COP di Carnot [-]	11,77	11,77	11,77
COP teorico [-]	10,55	10,35	9,54
COP effettivo [-]	8,82	9,72	8,59
Rendimento teorico [-]	0,90	0,88	0,81
Rendimento effettivo [-]	0,75	0,83	0,73

In questo caso, a causa delle condizioni di lavoro meno spinte, le differenze di prestazione tra le tre alternative si sono di molto ridotte.

Il salto entalpico reso disponibile da R134a estremamente limitato ( $1/8$  rispetto a R717 e meno di  $1/2$  rispetto a R600), lo costringono a fornire una portata in massa di gran lunga maggiore rispetto agli altri due fluidi di lavoro.

Tuttavia, il suo ingombro volumetrico particolarmente basso (circa  $1/4$  rispetto a R717 e  $1/5-1/6$  rispetto a R600) permette di adottare un compressore di taglia inferiore se confrontato con le necessità di R600.

Ciò nonostante, il fluido di lavoro R134a risulta essere la scelta dai consumi maggiori e, di conseguenza, dalle prestazioni inferiori. Anche in questo caso, la scelta migliore ricade sull'utilizzo di R717 come fluido di lavoro.

## 4.4 Pinch analysis

Sulla base dello studio svolto nelle sezioni precedenti si è deciso di adottare l'ammoniaca come fluido di lavoro, risultando vantaggioso sia dal punto di vista delle prestazioni che dell'impatto ambientale.

Si è dunque deciso di proseguire lo studio al fine di ottimizzare il dimensionamento e le prestazioni di entrambe le pompe di calore mediante l'applicazione della Pinch analysis [29].

### 4.4.1 Pompa di calore 1

Dall'analisi del grafico Temperatura-Potenza termica, riportato nella figura seguente, è stato possibile notare come la differenza minima di temperatura tra la portata di acqua e il fluido di lavoro sia di circa 18°C e si sperimenta nel raggiungimento da parte di R717 delle condizioni di vapore saturo.

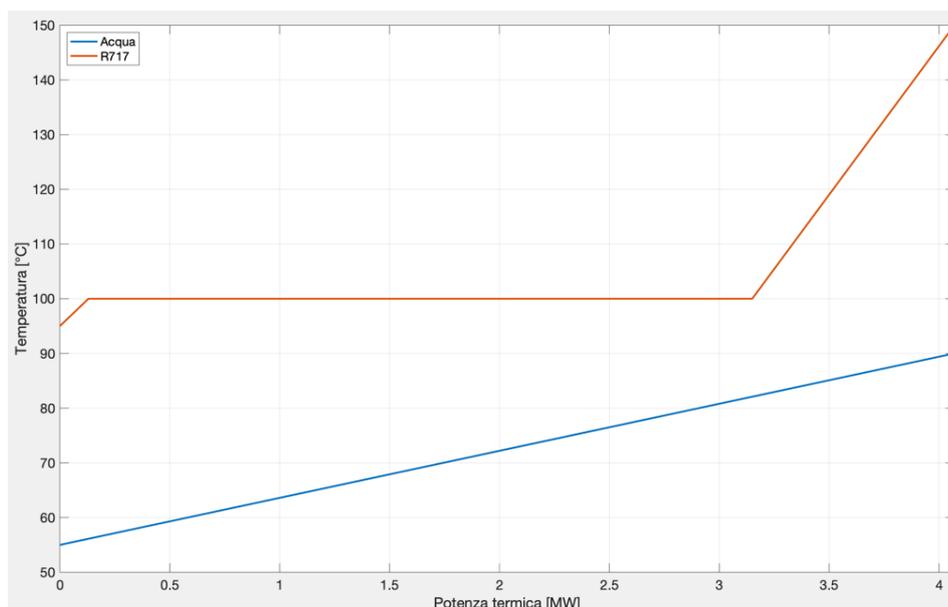


Figura 78. Temperature a monte della Pinch analysis

Risulta quindi evidente come non sia necessario far avvenire il processo di condensazione alla temperatura di 100°C; inoltre, come verrà illustrato in seguito, quanto più sarà possibile abbassare la temperatura e, di conseguenza, la pressione di condensazione, tanto più si noterà un miglioramento delle prestazioni.

Nello specifico, si è deciso di diminuire la temperatura di condensazione di 10°C, portandola a 90°C.

La modifica effettuata risulta visibile in figura 79.

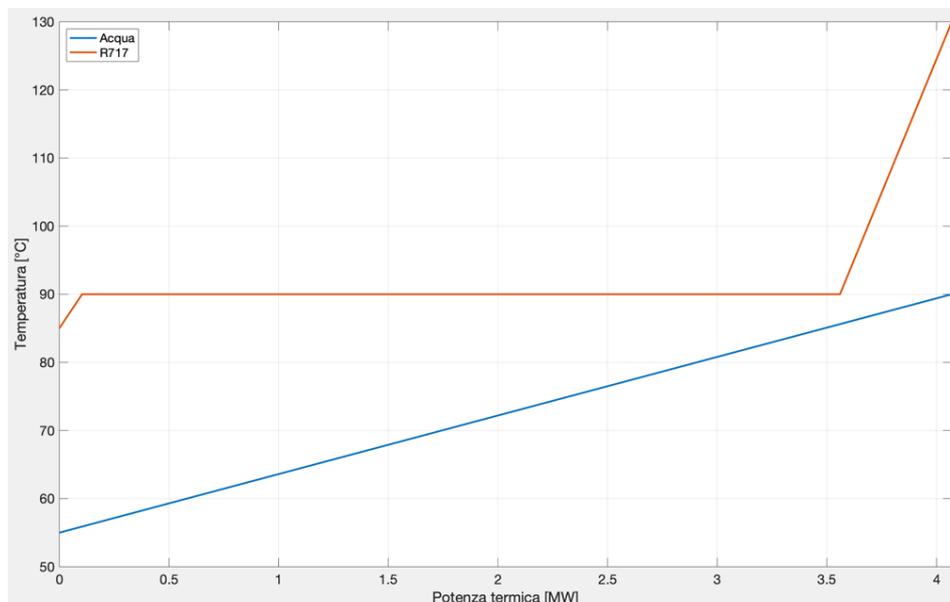


Figura 79. Temperature a valle della Pinch analysis

In questo caso, la differenza di temperatura minima risulta essere di circa 5°C.

In tabella 13 sono riportati i capisaldi del ciclo termodinamico aggiornato.

Tabella 13. Capisaldi del ciclo termodinamico aggiornato

	1	2	3	4
Pressione [bar]	20,353	51,141	51,141	20,353
Temperatura [°C]	55	130	85	50
Entalpia [kJ/kg]	1510,1	1650	620	620
Volume specifico [m <sup>3</sup> /kg]	0,06498	x	x	x
Entropia [kJ/kg]	5,105	5,105	x	x

Allo stesso modo sono stati aggiornati anche i grafici p-h e T-s, qui di seguito riportati.

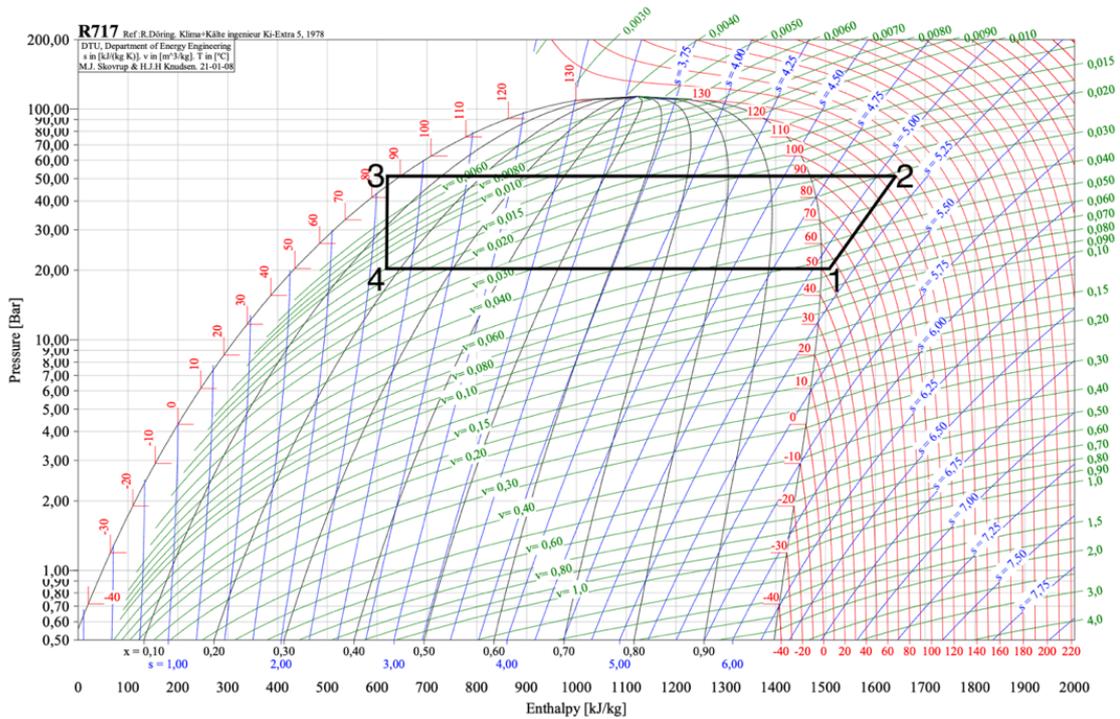


Figura 80. Grafico p-h pompa 1 aggiornato

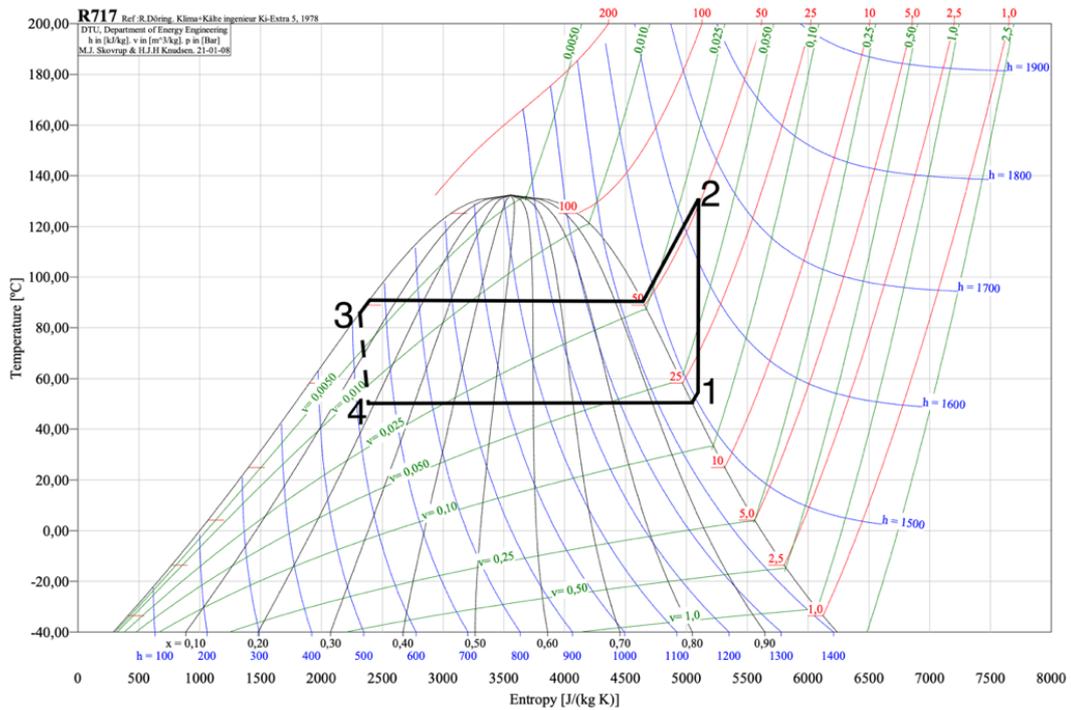


Figura 81. Grafico T-s pompa 1 aggiornato

A questo punto sono state paragonate le diverse condizioni di lavoro mediante gli stessi parametri utilizzati per la scelta del miglior fluido di lavoro. I risultati sono riportati in tabella 14.

Tabella 14. Parametri di funzionamento pompa di calore 1

	PRIMA	DOPO
Effetto utile [kJ/kg]	1.001,84	1.030,00
Effetto utile [kJ/ m <sup>3</sup> ]	15.417,67	15.851,03
Lavoro di compressione [kJ/kg]	168,20	139,90
Calore di evaporazione [kJ/kg]	833,64	890,10
Portata di fluido refrigerante [kg/s]	4,06	3,95
Portata di fluido refrigerante [t/h]	14,63	14,23
Portata di fluido refrigerante [m <sup>3</sup> /s]	0,26	0,26
Portata di fluido refrigerante [m <sup>3</sup> /h]	950,34	924,36
Fattore di spazio morto c [-]	0,02	0,02
Fattore di espansione politropica m [-]	1,18	1,18
$\lambda_c$ [-]	0,98	0,98
$\lambda_w$ [-]	0,87	0,89
Efficienza volumetrica [-]	0,85	0,87
Cilindrata teorica del compressore [m <sup>3</sup> /s]	0,31	0,29
Cilindrata teorica del compressore [m <sup>3</sup> /h]	1.124,50	1.057,72
Potenza teorica del compressore [kW]	683,32	552,81
Rendimento isentropico [-]	0,92	0,94
Potenza interna del compressore [kW]	746,02	588,22
Perdite per attrito [kW]	12,49	11,75
Potenza effettiva del compressore [kW]	758,51	599,97
Potenza elettrica richiesta [kW]	798,43	631,54
COP di Carnot [-]	7,46	9,08
COP teorico [-]	5,96	7,36
COP effettivo [-]	5,37	6,78
Rendimento teorico [-]	0,80	0,81
Rendimento effettivo [-]	0,72	0,75

Essenzialmente, diminuendo la differenza tra le pressioni di lavoro diventa possibile aumentare le prestazioni mediante una diminuzione del lavoro di compressione e di una generale riduzione delle perdite.

Qualora fosse effettivamente raggiungibile una differenza di temperatura minima così ridotta, sarebbe lecito aspettarsi un aumento del coefficiente di prestazione di almeno un'intera unità.

In particolare, i risultati ottenuti mostrano un valore del coefficiente di prestazione effettivo pari a 6,78.

#### 4.4.2 Pompa di calore 2

Lo stesso lavoro è stato applicato al dimensionamento della seconda pompa di calore.

Anche in questo caso, la minima differenza di temperatura si verifica nel raggiungimento da parte del fluido di lavoro della condizione di vapore saturo; esso però assume il valore di circa 12°C.

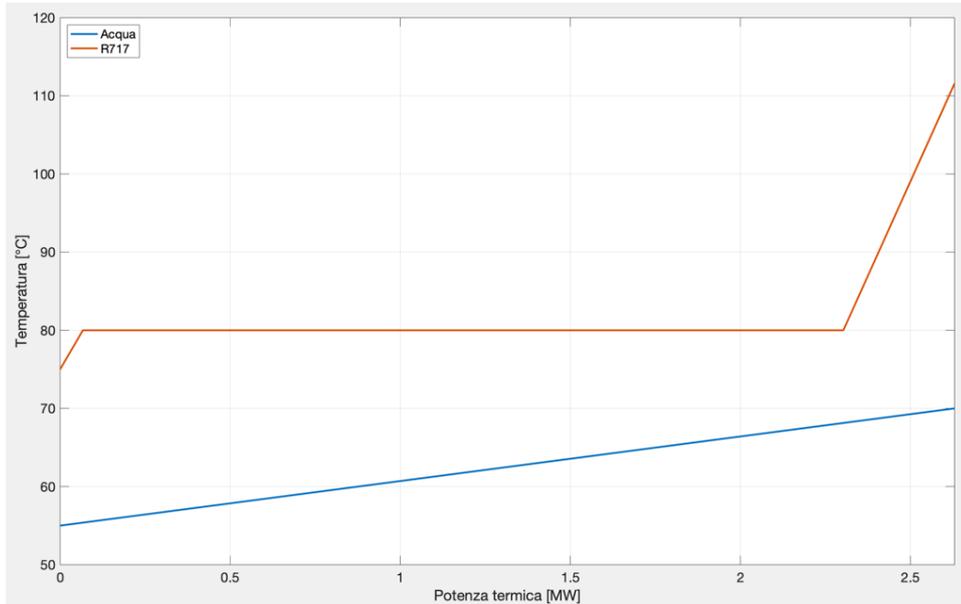


Figura 82. Temperature a monte della Pinch analysis

Si è dunque deciso di abbassare la temperatura di condensazione a 75°C, come mostrato in figura, ottenendo una differenza minima di circa 7°C.

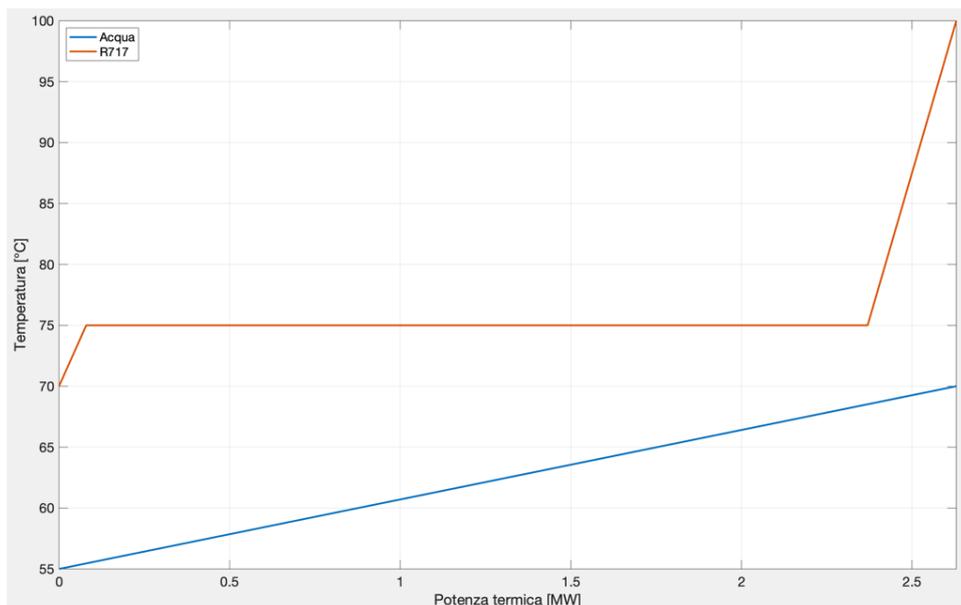


Figura 83. Temperature a valle della Pinch analysis

In tabella 15 sono riportati i capisaldi del ciclo termodinamico aggiornato.

Tabella 15. Capisaldi del ciclo termodinamico aggiornato

	1	2	3	4
Pressione [bar]	20,353	37	37	20,353
Temperatura [°C]	55	100	70	50
Entalpia [kJ/kg]	1510,1	1590	530	530
Volume specifico [m <sup>3</sup> /kg]	0,06498	x	x	x
Entropia [kJ/kg]	5,105	5,105	x	x

Di seguito sono riportati anche i grafici p-h e T-s.

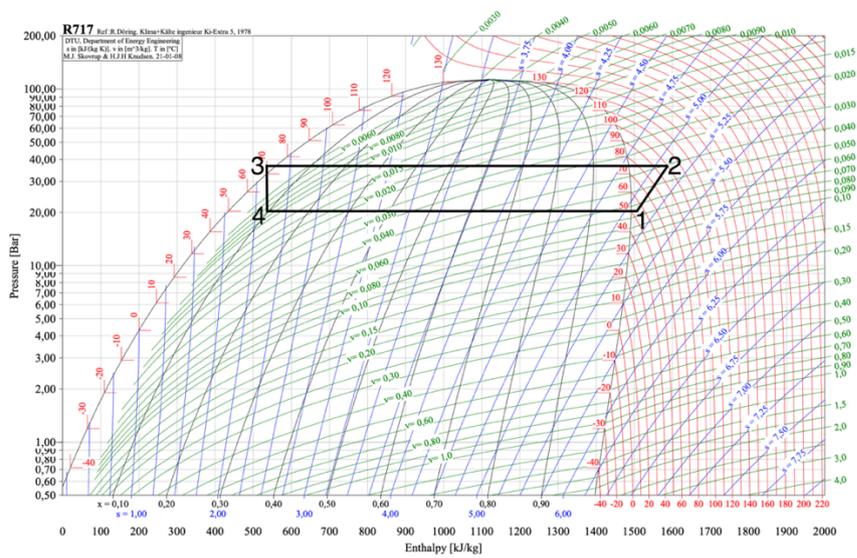


Figura 84. Grafico p-h pompa 2 aggiornato

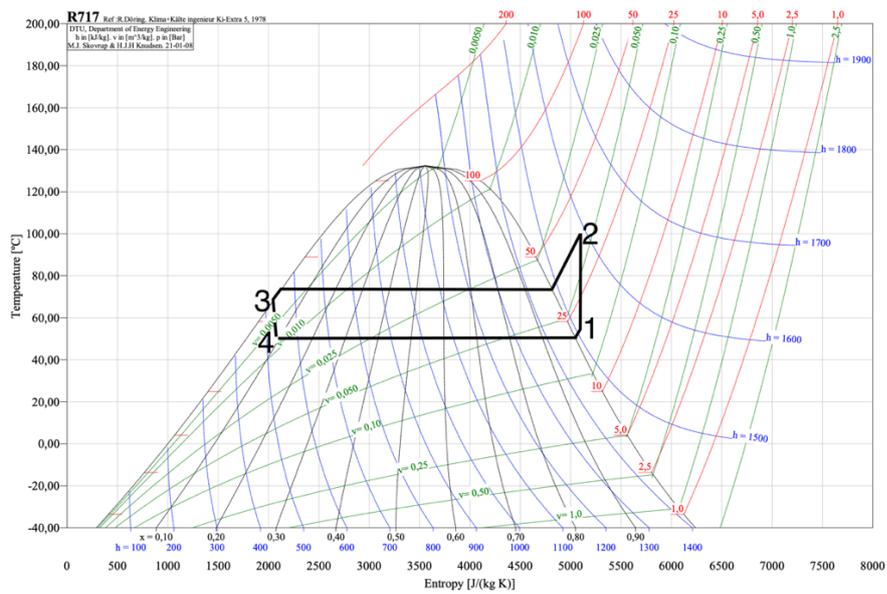


Figura 85. Grafico T-s pompa 2 aggiornato

In tabella 16 sono riportati i risultati numerici.

Tabella 16. Parametri di funzionamento pompa di calore 2

	PRIMA	DOPO
Effetto utile [kJ/kg]	1.048,85	1.060,00
Effetto utile [kJ/ m <sup>3</sup> ]	16.141,12	16.312,71
Lavoro di compressione [kJ/kg]	101,36	79,90
Calore di evaporazione [kJ/kg]	947,49	980,10
Portata di fluido refrigerante [kg/s]	2,51	2,48
Portata di fluido refrigerante [t/h]	9,03	8,93
Portata di fluido refrigerante [m <sup>3</sup> /s]	0,16	0,16
Portata di fluido refrigerante [m <sup>3</sup> /h]	586,58	580,41
Fattore di spazio morto c [-]	0,02	0,02
Fattore di espansione politropica m [-]	1,18	1,18
$\lambda_c$ [-]	0,99	0,99
$\lambda_w$ [-]	0,92	0,93
Efficienza volumetrica [-]	0,90	0,92
Cilindrata teorica del compressore [m <sup>3</sup> /s]	0,18	0,18
Cilindrata teorica del compressore [m <sup>3</sup> /h]	649,11	631,61
Potenza teorica del compressore [kW]	254,16	198,24
Rendimento isentropico [-]	0,97	0,98
Potenza interna del compressore [kW]	263,38	202,67
Perdite per attrito [kW]	7,21	7,02
Potenza effettiva del compressore [kW]	270,59	209,69
Potenza elettrica richiesta [kW]	284,83	220,72
COP di Carnot [-]	11,77	13,92
COP teorico [-]	10,35	13,27
COP effettivo [-]	9,72	12,54
Rendimento teorico [-]	0,88	0,95
Rendimento effettivo [-]	0,83	0,90

Sebbene in questo caso le modifiche apportate siano inferiori, l'incremento di prestazione raggiungibile è di gran lunga maggiore.

La spiegazione è riconducibile alle stesse motivazioni emerse nello studio del precedente caso; in quest'ultimo però, gli effetti sono ampliati a causa della differenza tra le pressioni di lavoro inferiore, se paragonata con quella a cui deve lavorare la pompa di calore 1.

In particolare, con una diminuzione della temperatura di condensazione di soli 5°C, si migliora il coefficiente di prestazione di almeno 2,5 unità, raggiungendo il valore di 12,54.

# CONCLUSIONE

Il presente studio ha cercato di evidenziare come l'industria cartaria abbia riservato particolare dedizione al risparmio energetico e alla riduzione delle emissioni; l'attenzione al consumo e al riciclo pongono, infatti, il settore tra i più virtuosi nei confronti dell'ambiente.

Ciò può entrare in conflitto, come nel caso analizzato, con la presenza di impianti risalenti a 50 o 60 anni fa, la cui longevità non sempre garantisce prestazioni soddisfacenti o adeguate ai giorni nostri.

Pertanto, il margine di miglioramento, soprattutto per un settore energivoro come quello della carta, è molto ampio e numerosi sono gli interventi che si possono mettere in campo per ridurre ulteriormente i consumi e aumentare la produttività e l'affidabilità di tali stabilimenti.

Sulla base dell'analisi del più recente degli investimenti fatti, si è giunti alla proposta di installare un accumulatore di vapore come apparecchiatura supplementare, al fine di contrastare le variazioni di carico derivanti dall'adozione di un processo batch come quello che caratterizza il nuovo impianto di cottura.

Parallelamente, in collaborazione con la società Enero Solutions, sono state avanzate diverse proposte per migliorare e affinare il controllo e la gestione della rete di distribuzione del vapore.

È infine stata suggerita l'adozione di due pompe di calore allo scopo di ridurre ulteriormente i consumi di vapore, focalizzandosi in particolare sull'integrazione di tale tecnologia nella produzione di acqua calda.

Tuttavia, è bene ricordare che, prima di poter essere realmente implementate, le proposte avanzate all'interno di questo lavoro necessitano di ulteriori approfondimenti principalmente di carattere economico.

In conclusione, si auspica che tutti gli interventi proposti possano essere d'aiuto allo stabilimento e che possano soddisfare pienamente le funzioni per le quali sono stati pensati e dimensionati. Il dimensionamento ha infatti giocato un ruolo chiave ed è quindi necessario sottolineare quanto delle valutazioni precise ed accurate possano fare la differenza.

# BIBLIOGRAFIA

- [1] M. Suhr, G. Klein, I. Kourti, M. R. Gonzalo, G. G. Santonja, S. Roudier, L. D. Sancho, Best Available Techniques (BAT) Reference Document for the Production of Pulp, Paper and Board, European Commission, 2015
- [2] Spirax Sarco, The Steam and Condensate Loop, 2015
- [3] M. Starka, M. Philippa, A. Trinkla, W. Zörner, R. Greenough, Design Parameters of Steam Accumulators for the Utilization in Industrial Solid Biomass-Fueled CHP Plants, Chemical Engineering Transactions 76, 2019
- [4] V. D. Stevanovic, B. Maslovaric, S. Prica, Dynamics of steam accumulation, Applied Thermal Engineering, 2012
- [5] M. Cao, J. Cao, Optimal design of thermal-energy stores for boiler plants, Applied Energy 83, 2006, 55-58
- [6] V. D. Stevanovic, M. M. Petrovic, S. Milivojevic, B. Maslovaric, Prediction and Control of Steam Accumulation, Heat Transfer Engineering, 2015, 498-510
- [7] V. D. Stevanovic, M. M. Petrovic, S. Milivojevic, M. Ilic, Upgrade of the thermal power plant flexibility by the steam accumulator, Energy Conversion and Management 223, 2020
- [8] H. Schreiber, S. Graf, F. Lanzerath, A. Bardow, Adsorption thermal energy storage for cogeneration in industrial batch processes: Experiment, dynamic modeling and system analysis, Applied Thermal Engineering 89, 2015, 485-493
- [9] W. D. Steinmann, M. Eck, Buffer storage for direct steam generation, Solar Energy 80, 2006, 1277-1282
- [10] M. H. Tari, M. Soderstrom, Modelling of thermal energy storage in industrial energy systems the method development of MIND, Applied Thermal Engineering 22, 2002, 1195-1205
- [11] J. Cao, Optimization of Thermal Storage Based on Load Graph of Thermal Energy System, Applied Thermodynamics 3, 2000, 91-97
- [12] P. Ayyappan, J. Kumar, V. Kumar Venkiteswaran, Energy Saving in a Process Plant using a Steam Accumulator, Conference Series: Earth and Environmental Science 268, 2019
- [13] P. Yang, X. Hu, G. Liao, Dynamic Characteristics of the Steam Accumulator Charging and Discharging, Web Conferences 100, 2017
- [14] D. A. Shnaider, P. N. Divnich, I. E. Vakhromeev, Modeling the Dynamic Mode of Steam Accumulator, Automation and Remote Control 71, 2010, 1994-1998
- [15] K. Abrahamsson, S. Stenstrom, G. Aly and A. Jernqvist, Application of Heat Pump Systems for Energy Conservation in Paper Drying, International Journal of Energy Research, Vol. 21, 1997, 631-642.
- [16] Costa, B. Bakhtiari, S. Schuster, J. Paris, Integration of absorption heat pumps in a Kraft pulp process for enhanced energy efficiency, Energy 34, 2009, 254-260.
- [17] U.S. Department of Energy, Industrial Heat Pumps for Steam and Fuel Savings, Energy Efficiency and Renewable Energy.
- [18] R. M. Lazzarin, Heat Pumps in Industry I, Equipment, Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 14, 1994, 581-597.

- [19] J. Rainer, C. Dominik, L. Hans-Jürgen, Status and Outlook: Industrial Heat Pumps, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2010, Paper 1081.
- [20] S. Caroli, Sviluppo dei refrigeranti alternativi nelle pompe di calore a compressione, Tesi di Laurea Magistrale, 2018.
- [21] E. Venturelli, Pompe di calore industriali: caratteristiche e applicazioni, Tesi di Laurea, 2011.
- [22] Bergese, Studio di fattibilità di un sistema per il recupero di calore industriale con pompa di calore, Tesi di Laurea Magistrale, 2018.
- [23] M. Lodola, Studio di pompe di calore a CO<sub>2</sub> con o senza espansore, Tesi di Laurea Magistrale, 2012.
- [24] G. Oluleye, R. Smith, M. Jobson, Modelling and screening heat pump options for the exploitation of low-grade heat in process sites, Applied Energy 169, 2016, 267-286.
- [25] V V Karnaukh et al, Trade-off working fluid selection for heat pumps, 2020 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 791 012066.
- [26] J. Frutiger, B. Zühlsdorf, B. Elmegaard, J. Abildskov, and G. Sin, Reverse Engineering of Working Fluid Selection for Industrial Heat Pump Based on Monte Carlo Sampling and Uncertainty Analysis, Ind. Eng. Chem. Res. 2018, 57, 13463–13477.
- [27] Zühlsdorf, J. Kjær Jensen, B. Elmegaard, Heat pump working fluid selection-economic and thermodynamic comparison of criteria and boundary conditions, International Journal of Refrigeration, 2019, 98, 500-513.
- [28] Zühlsdorf, F. Bühler, R. Mancini, S. Cignitti, B. Elmegaard, High Temperature Heat Pump Integration using Zeotropic Working Fluids for Spray Drying Facilities, IEA Heat Pump Conference, 2017
- [29] V. Verda, E. Guelpa, Metodi Termodinamici per l'uso efficiente delle Risorse Energetiche, Esculapio, 2015