



Politecnico di Torino

Energetica

Analisi energetica di una cartiera

GRUPPO 8

Gianforte Ilaria 298359

Pilato Martina 297697

Piovano Federico 298028

Alberio Denise 299259

Anno Accademico 2023-2024

INTRODUZIONE

L'industria cartaria rappresenta uno dei settori più energivori del settore industriale, con consumi pari a circa il 10% del totale industriale e in grado di incidere fino al 30% sui costi totali di produzione.

Il report analizza dal punto di vista energetico il processo di produzione della carta a partire da carta da macero in uno stabilimento industriale. L'obiettivo è quello di evidenziare l'impatto energetico delle materie prime, dalle quali dipendono principalmente i fabbisogni energetici, e dei prodotti finali realizzati.

L'analisi si articola in tre parti principali. La prima parte descrive dettagliatamente le diverse fasi del ciclo produttivo, analizzandone i flussi energetici associati in termini di energia termica ed elettrica richieste e calcolandone le dispersioni termiche in ambiente per ogni stadio del processo.

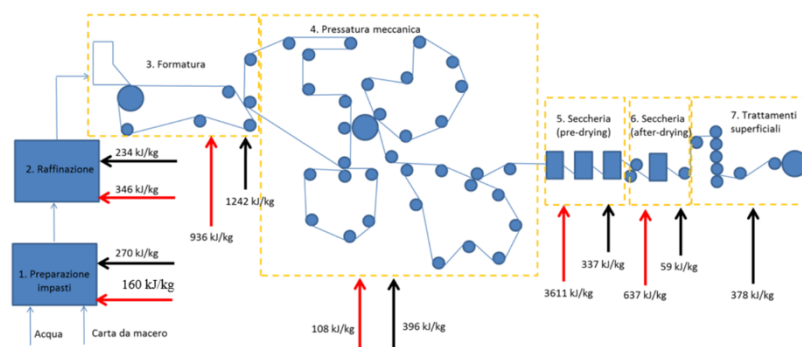
La seconda parte si focalizza sulla sezione di essiccazione (seccheria), responsabile della maggior quota dei consumi termici. Viene proposto uno schema di integrazione dei flussi termici al fine di massimizzare il recupero energetico e vengono dimensionati i vari componenti, valutando i fabbisogni di vapore e aria calda.

Nell'ultima parte viene analizzata la fattibilità di un impianto di cogenerazione per la produzione combinata di energia elettrica e vapore, valutandone i benefici energetici e ambientali rispetto a una generazione separata.

FASE 1: ANALISI ENERGETICA DEI PROCESSI DI PRODUZIONE

Il processo di produzione della carta può essere suddiviso in 8 fasi:

1. Preparazione degli impasti attraverso spappolamento
2. Raffinazione, sbianca, miscelazione e epurazione
3. Formazione su tela
4. Pressatura
5. Seccheria: pre-drying
6. Sizer
7. Seccheria: after-drying
8. Trattamento superficiale e avvolgimento



In questa prima parte, abbiamo determinato il flusso termico disperso in ambiente per ciascuna fase del processo di produzione.

Per poter ottenere i valori dei flussi termici dispersi, abbiamo effettuato un bilanciamento energetico, mediante l'applicazione del primo principio della termodinamica. In particolare, abbiamo usato due forme di tale equazione, una relativa alla conservazione della massa e una relativa alla conservazione dell'energia. Prima di procedere al calcolo analitico, facciamo alcune precisazioni su entrambe:

- Principio di conservazione della massa:

$$\frac{dM}{dt} = - \sum_{i=1}^n G_i(t)$$

Considerando il sistema stazionario, il primo termine dell'equazione è pari a 0, per cui, avremo che:

$$- \sum_{i=1}^n G_i(t) = 0$$

- Principio di conservazione di energia:

$$\sum_j \Phi_j - \sum_k W_k = \frac{d(U + E_c + E_p)}{dt} + \sum_i G_i(h + e_c + e_p)_i$$

Considerando il sistema stazionario, il primo termine del membro a destra dell'equazione è pari a 0; inoltre, poiché le componenti che stiamo studiando hanno delle dimensioni ridotte, la differenza tra le quote e le velocità di entrata ed uscita sono simili e di conseguenza possiamo considerare l'energia cinetica e l'energia potenziale trascurabili. L'equazione di riferimento sarà quindi:

$$\sum_j \Phi_j - \sum_k W_k = \sum_i G_i \Delta h$$

A questo punto, consideriamo un'installazione industriale per la produzione di carta con una capacità di 200.000 tonnellate all'anno, operante per 4.000 ore di funzionamento annuali. Da questi dati possiamo ricavare la portata in massa della carta, che rimarrà costante durante l'intero processo produttivo. Infatti, poiché la massa di carta rimane invariata nelle diverse fasi, anche la relativa portata, indicata con G_c , sarà la medesima in ciascuna sezione dell'impianto.

Possiamo calcolare la portata di carta come segue:

$$G_c = \frac{M_c}{\Delta t} = \frac{200000 \text{ t/a}}{4000 \text{ h/a}} = 13,89 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Al contrario, il contenuto di acqua varia tra le varie fasi di lavorazione; per cui, per calcolare la portata di acqua, indicata con G_A , abbiamo bisogno della frazione di acqua, dato dal rapporto della quantità di acqua sulla massa totale.

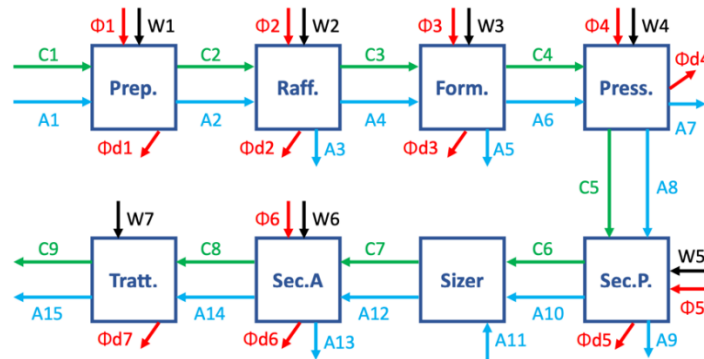
Definiamo la frazione di acqua come segue:

$$f = \frac{M_A}{M_c + M_A} = \frac{G_A}{G_c + G_A}$$

Calcolata la frazione d'acqua, possiamo ricavarci il valore della portata d'acqua come:

$$G_A = \frac{f}{1-f} G_c$$

A questo punto, sulla base delle informazioni citate precedentemente e dello schema seguente, abbiamo sviluppato per ognuna delle 8 fasi i nostri calcoli.



Dove C è la portata in massa di carta, A è la portata in massa di acqua, Φ è la potenza termica assorbita, W è la potenza meccanica assorbita e Φ_d il flusso termico in uscita (dispersione di calore).

Riportiamo i valori ottenuti relativamente alla portata in massa di carta e alla portata in massa di acqua:

Punto	P [bar]	T [°C]	h [kJ/kg]	G [kg/s]	Stato
C1	1	15	20,1	13,89	Solido
C2	1	16	21,44	13,89	Solido
C3	1	17	22,78	13,89	Solido
C4	1	24	32,16	13,89	Solido
C5	1	42	56,28	13,89	Solido
C6	1	90	120,6	13,89	Solido
C7	1	62,6	83,88	13,89	Solido
C8	1	85	113,9	13,89	Solido
C9	1	40	53,6	13,89	Solido

Punto	P [bar]	T [°C]	h [kJ/kg]	G [kg/s]	Stato
A1	1	15	63,06	1375	Liquido sottoraffreddato
A2	1	16	67,25	1375	Liquido sottoraffreddato
A3	1	17	71,44	1111,11	Liquido sottoraffreddato
A4	1	17	71,44	263,89	Liquido sottoraffreddato
A5	1	24	100,73	231,48	Liquido sottoraffreddato
A6	1	24	100,73	32,41	Liquido sottoraffreddato
A7	1	42	175,98	15,43	Liquido sottoraffreddato
A8	1	42	175,98	16,98	Liquido sottoraffreddato
A9	0,7	90	2659,6	16,40	Vapore saturo secco
A10	1	90	377,06	0,58	Liquido sottoraffreddato
A11	1	15	63,06	2,89	Liquido sottoraffreddato
A12	1	62,6	262,14	3,47	Liquido sottoraffreddato
A13	0,58	85	2651,5	2,89	Vapore saturo secco
A14	1	85	356,06	0,58	Liquido sottoraffreddato
A15	1	40	167,62	0,58	Liquido sottoraffreddato

Riguardo al calcolo dell'entropia, essa differisce tra carta e acqua; in particolare:

- Per la carta, utilizziamo l'equazione: $h = h_0 + 1.34 * (T - T_0)$
- Per l'acqua utilizziamo le tabelle.

Abbiamo quindi calcolato i valori della potenza termica assorbita (Φ), della potenza meccanica assorbita (W) e del flusso termico in uscita (Φ_d). I primi due sono stati determinati facendo riferimento alla tabella dei flussi di energia scambiati con l'ambiente esterno, fornita dal testo. Il flusso termico dissipato, invece, è stato calcolato applicando il principio di conservazione dell'energia sopracitato. Di seguito, riportiamo i valori ottenuti:

Sezione	W [kW]	Φ [kW]	Φ_d [kW]
Preparazione	3750	2222,2	-192,34
Raffinazione	3250	4805,56	-2275,69
Formazione su tela	17250	13000	-22390,42
Pressatura	5500	1500	-4226,34
Pre-drying	4680,56	50152,78	-13100,70
Sizer	0	0	-0,41
After-drying	819,44	8847,22	-2281,64
Trattamento superficiale e avvolgimento	5250	0	-6196,68

Il procedimento è stato ripetuto in modo pressoché identico per tutto il processo, ad eccezione della fase del sizer, che ha richiesto un approccio leggermente diverso. In questa fase, infatti, non vi è produzione, ma semplicemente l'immissione di una portata di acqua in condizioni adiabatiche; di conseguenza, come possiamo vedere anche dal grafico, non c'è né lavoro né flusso termico. Non conoscendo temperatura e l'entalpia dell'acqua e della carta in uscita, abbiamo dovuto optare per un procedimento iterativo per determinarle. Dall'equazione del primo principio sappiamo che:

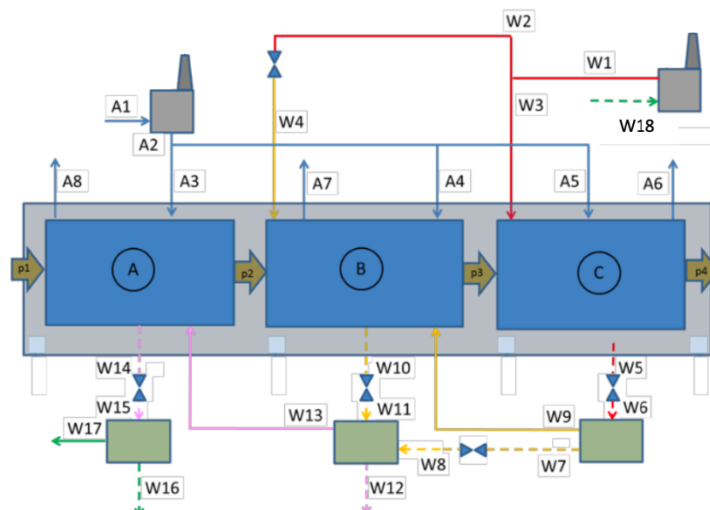
$$\sum_1 G_1 h_1 = 0$$

Pertanto, procedendo per tentativi, abbiamo trovato il valore della temperatura che portasse "l'errore", ovvero il flusso termico in uscita, ad un valore il più possibile vicino allo 0, che nel nostro caso è -0,41kW.

FASE 2: STUDIO DEL FLUIDO TERMOVETTORE E DIMENSIONAMENTO DELLE SEZIONI DI SECCHERIA

Il processo di essiccazione è cruciale nella produzione della carta perché ha il compito di rimuovere l'umidità del nastro di carta grazie alle trasformazioni termodinamiche di vapore e aria calda garantendo le proprietà desiderate del prodotto finale.

Il processo può essere suddiviso in pre-drying, sizer e after-drying. In particolare, nel seguente progetto è stata analizzata la fase di pre-drying, nella quale sono stati raggruppati i rulli in tre parti come mostra la figura di seguito.



Il vapore necessario per alimentare i rulli è fornito da una caldaia alla pressione di 15 bar in condizioni di vapore saturo secco, mentre l'aria calda richiesta per la rimozione del contenuto idrico del materiale è stata fornita tramite un generatore termico alimentato con gas naturale.

Gli obiettivi di questa fase sono:

- Calcolare le portate e lo stato termodinamico delle sostanze
- Determinare il flusso termico per riscaldare l'aria e quello per la produzione di vapore
- Determinare la portata di gas naturale necessario per alimentare le due caldaie

Per calcolare le portate e definire gli stati termodinamici delle sostanze abbiamo analizzato le trasformazioni relative al vapore e in particolare la condensazione e la laminazione.

Condensazione: il passaggio dallo stato di vapore saturo secco (100% vapore) a liquido saturo (0% vapore) avviene tramite condensazione, dove a **temperatura e pressione costante**, si cede calore latente. In questa trasformazione diminuisce sia entropia che entalpia. Nello stato intermedio di vapore umido abbiamo calcolato la percentuale di vapore nella sostanza calcolando il **titolo**:

$$x = \frac{h - h_L}{h_L + h_V}$$

Se $x=1$ (o 100%) lo stato della sostanza è vapore saturo secco. Al contrario, se questo dato è pari a 0 (o 0%), lo stato sarà liquido saturo.

Laminazione: riduzione della **pressione** e variazione della temperatura. Questa trasformazione è **isoentalpica**, infatti le entalpie rimangono invariate fra lo stato iniziale e quello finale.

Grazie ai dati forniti dal testo, alle condizioni dovute dalle caratteristiche delle trasformazioni e alle tabelle di saturazione abbiamo compilato la seguente griglia andando a definire gli stati termodinamici dei capisaldi all'interno del processo e calcolando le proprietà di essi.

Punto	P [bar]	T [°C]	h [kJ/kg]	G [kg/s]	Stato	Titolo [-]
W1	15	198,3	2790,9	40,1	vapore saturo secco	100,00%
W2	15	198,3	2790,9	12	vapore saturo secco	100,00%
W3	15	198,3	2790,9	28,1	vapore saturo secco	100,00%
W4	5	151,84	2790,9	12	vapore saturo secco	100,00%
W5	15	198,3	844,5	28,1	liquido saturo	0,00%
W6	5	151,84	844,5	28,1	vapore saturo umido	9,70%
W7	5	151,84	640,07	25,38	liquido saturo	0,00%
W8	1	99,61	640,07	25,38	vapore saturo umido	9,86%
W9	5	151,84	2748,2	2,72	vapore saturo secco	100,00%
W10	5	151,84	640,07	14,72	liquido saturo	0,00%
W11	1	99,61	640,07	14,72	vapore saturo umido	9,86%
W12	1	99,61	417,5	36,14	liquido saturo	0,00%
W13	1	99,61	2675,1	3,96	vapore saturo secco	100,00%
W14	1	99,61	417,5	3,96	liquido saturo	0,00%
W15	0,8	93,49	417,5	3,96	vapore saturo umido	1,13%
W16	0,8	93,49	391,71	3,91	liquido saturo	0,00%
W17	0,8	93,49	2665,3	0,04	vapore saturo secco	100,00%
W18	0,8	93,49	391,71	40,1	liquido saturo	0,00%

I dati evidenziati in grigio sono stati forniti dal testo.

Come mostrato dalla schematizzazione del processo, fra gli stati 2 e 4, 5 e 6, 10 e 11, 14 e 15 avviene una laminazione. Questo implica una riduzione di pressione e di temperatura, mentre l'entalpia resta costante.

Inoltre, grazie alla condensazione si ha un passaggio dallo stato vapore saturo secco a liquido saturo fra gli stati 4 e 10, 3 e 5. La pressione e la temperatura restano invariate, ma diminuisce l'entalpia.

Per quanto riguarda le portate, note quelle dello stato 4 e dello stato 5, sono state calcolate le altre seguendo il principio di conservazione della massa di un sistema chiuso. Quando il flusso non è uno solo, ma in uscita sono presenti due flussi nel quale la portata si divide, è stato necessario impostare un sistema a due incognite basato sul il primo principio della termodinamica. Di seguito è riportato un esempio:

$$\begin{cases} |GW5| = |GW9| + |GW7| \\ |GW6| \cdot h_{W6} = |GW9| \cdot h_{W9} + |GW7| \cdot h_{W7} \end{cases}$$

In modo analogo, sono state calcolate le portate di W13, W12, W17 e W16.

Infine, sono state calcolate le spese energetiche e le portate di gas naturale da utilizzare ,relative ai due generatori termici.

Per quanto riguarda la caldaia per la produzione di vapore sono state applicate le seguenti formule:

$$\Phi_{ut} = \frac{G_{W1} \cdot (h_{W1} - h_{W18})}{1000} = 96,21 [MW]$$

$$\Phi_{GN} = \frac{\Phi_{ut}}{\eta_{vapore}} = 106,90 [MW]$$

$$G_{GN} = \frac{\Phi_{ut}}{\eta_{vapore} * PCI} = 2,23 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Similmente, per la caldaia adibita alla produzione di aria calda, di cui si riportano i calcoli svolti:

$$\Phi_{ut} = \frac{11,5 \cdot 13,89 \cdot 85}{1000} = 13,58 [MW]$$

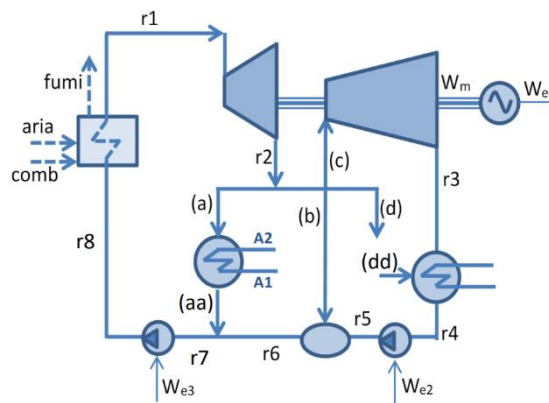
$$\Phi_{GN} = \frac{13,58}{0,88} = 15,43 [MW]$$

$$\Phi_{GN} = \frac{13,58}{48 \cdot 0,88} = 0,32 [MW]$$

Di seguito la tabella che sintetizza i risultati ottenuti:

Generatore di Calore	$\Phi_{ut} [MW]$	$\Phi_{GN} [MW]$	$G_{GN} [kg/s]$
caldaia vapore	96.21	106.90	2.23
caldaia aria	13.58	15.43	0.32

FASE 3: DIMENSIONAMENTO DI UN IMPIANTO DI COGENERAZIONE



La figura sopra riporta lo schema di un impianto cogenerativo a ciclo Rankine, utilizzato per fornire calore alla seccheria. Si vogliono determinare le portate e lo stato termodinamico dell'acqua nelle varie fasi del processo, la potenza elettrica ottenuta e la quantità di combustibile necessario. Si vuole infine operare un confronto tra la cogenerazione e la generazione separata, in termini energetici e ambientali.

Il ciclo inizia con una caldaia a gas naturale da cui esce una portata $r1$ di vapore surriscaldato che successivamente è fatto espandere in una turbina ad alta pressione. La portata in uscita $r2$, in condizione di vapore saturo secco, è poi suddivisa in 4 parti:

- una utilizzata per scaldare l'aria dalle condizioni $A1$ alle condizioni $A3$ esaminate precedentemente. In uscita dallo scambiatore si ottiene liquido saturo.
- un'altra utilizzata per alimentare uno scambiatore a miscela, il quale permette di ottenere in uscita liquido saturo.
- un'altra utilizzata per alimentare la turbina a bassa pressione
- l'ultima utilizzata per alimentare la sezione di seccheria

Il flusso uscente dalla turbina a bassa pressione entra poi in uno scambiatore di calore con il flusso $r2dd$. Il flusso risultante $r4$, nella condizione di liquido saturo, viene pompato per aumentarne la pressione e successivamente miscelato con il flusso $r2b$, ottenendo liquido saturo.

La portata $r6$ è poi nuovamente pompata, insieme al flusso $r2aa$, per ottenere liquido a pressione maggiore che rientra nella caldaia a gas.

Partendo dai dati forniti dal testo - evidenziati in grigio nella tabella sottostante – sono stati calcolati i restanti campi delle varie fasi, relativi a pressione, temperatura, entalpia, entropia, portata, stato e titolo.

Punto	P[bar]	T°[C]	h [kJ/kgK]	s[kJ/kgK]	G[kg/s]	Stato	Titolo X [-]
r1	95	430	3195	6,377	57	V.SURR.	-
r2	15	198	2790,9	6,443	57	V.S.S	1
r2id	15	198	2760	6,377	57	V.S.S	0,984
r2(a)	15	198	2790,9	6,443	6,98	V.S.S	1
r2(aa)	15	198	844,5	2,31	6,98	L.S	0
r2(b)	15	198	2790,9	6,443	9,43	V.S.S	1
r2(c)	15	198	2790,9	6,443	0,49	V.S.S	1
r2(d)	15	198	2790,9	6,443	40,1	V.S.S	1
r2(dd)	0,8	93,49	391,71	1,233	40,1	L.S.	0
r3id	0,8	93,33	2301,028	6,443	0,49	V.S	0,840
r3	0,8	93,33	2336,789	6,539	0,49	V.S	0,856
r4	0,8	93,49	391,199	1,23	40,59	L.S	0
r5	15	93,49	392,61	1,23	40,59	L.Sottoraffreddato	-
r6	15	198	844,5	2,31	50,021	L.S	0
r7	15	198	844,5	2,31	57	L.S	0
r8	95	199	853	2,31	57	L.Sottoraffreddato	-

Consultando il calcolatore online, è stato possibile determinare l'entropia del vapore surriscaldato r1. Trattandosi di un'espansione in turbina, si ha che l'entropia di r1 è uguale all'entropia di r2id. Con l'ausilio delle tabelle di saturazione e determinando il rendimento isoentropico della turbina (92,7 %) abbiamo potuto valutare hr2 ed hr2 id. In particolare, utilizzando la formula seguente:

$$\eta_{is_AP} = \frac{h_{r1} - h_{r2reale}}{h_{r1} - h_{r2id}}$$

Considerazioni analoghe hanno permesso di compilare la sezione relativa alla turbina a bassa pressione, considerando per la seconda turbina lo stesso rendimento della prima.

$$\eta_{is_BP} = \frac{h_{r2} - h_{r3reale}}{h_{r2} - h_{r3id}}$$

Utilizzando poi le medesime considerazioni fatte in precedenza relativamente alle trasformazioni presenti nel ciclo, abbiamo riportato i valori di temperatura e pressione che non subiscono variazioni.

Successivamente è stata analizzata la ripartizione delle portate in uscita dalla prima turbina e entranti ed uscenti dal miscelatore. In particolare, sono state utilizzate le seguenti formule:

$$G_{r2(a)} = \frac{\Phi_{utGa} * 1000}{h_{r2(a)} - h_{r2(aa)}} = G_{r2(aa)}$$

$$G_{r6} = G_{r7} - G_{r2(aa)}$$

$$\begin{cases} |G_{r5}| + |G_{r2(b)}| = |G_{r6}| \\ h_{r5}|G_{r5}| + h_{r2(b)}|G_{r2(b)}| = h_{r6}|G_{r6}| \end{cases} \quad \text{risoluzione del sistema per determinare } G_{r5} \text{ e } G_{r2b}$$

In ingresso nel punto r2(dd), entra il fluido nelle condizioni W1 esaminate alla sezione precedente. Da questa considerazione è possibile ricavare:

$$G_{r2(c)} = G_{r3} = G_{r2} - (G_{r2(a)} + G_{r2(b)} + G_{r2(d)})$$

$$G_{r4} = G_{r5} = G_{r2(dd)} + G_{r3}$$

$$\text{Con } G_{r7} = G_{r8} = G_{r1}$$

Attraverso la consultazione delle tabelle di saturazione applicando la formula per il calcolo del titolo, è stato possibile compilare l'intera tabella.

Abbiamo successivamente calcolato le potenze scambiate durante l'intero ciclo, applicando le seguenti formule:

$$W_{t_AP} = Gr_1 \cdot (h_{r1} - h_{r2})$$

$$W_{t_BP} = Gr_{2(c)} \cdot (h_{r2} - h_{r3})$$

$$W_{el} = \eta_{el} \cdot (W_{t_AP} + W_{t_BP})$$

Ottenendo i risultati seguenti:

Potenze	
W (alta pressione)	23033,7
W (bassa pressione)	223,008234
W (elettrica)	22791,5741

Utilizzando i dati forniti dal testo, riportati nella tabella a destra, sono state confrontate tra le due modalità di produzione.

Per quanto riguarda la cogenerazione:

$$GN_{consumato} = \frac{Gr_1(h_{r1} - h_{r7})}{PCI \cdot \eta_{cald}} \left[\frac{kg}{s} \right]$$

$$E_p = GN_{consumato} \cdot PCI \cdot h$$

$$CO_2 emessa = E_p \cdot 50.3$$

Rendimento caldaia	0.95
Rendimento elettrico alternatore	0.98
Rendimento rete elettrica	0.48
Emissioni di CO2 gas naturale	50.3 g/MJ
Emissioni CO2 elettricità importata da rete	415 g/kWh
PCI	48000 kJ/Kg
Ore funzionamento impianto (h)	4000 h

Per la generazione separata, in cui viene prodotto calore con un generatore termico e uno di vapore:

$$GN_{consumato} = GGN_{caldVapore} + GGN_{caldAria}$$

$$E_{primaria} = E_{caldAria} + E_{genVapore} + E_{rete}$$

Con:

$$E_{genVapore} = GGN_{genVapore} \cdot PCI \cdot h$$

$$E_{caldAria} = GGN_{caldAria} \cdot PCI \cdot h$$

$$E_{rete} = \frac{W_{el} \cdot h}{\eta_{rete}}$$

$$CO_2 emessa = E_{genVapore} \cdot 50.3 + E_{caldAria} \cdot 50.3 + E_{rete} \cdot 415$$

Sono stati quindi ottenuto i seguenti risultati:

Tipologia	GN consumato [kg/s]	E primaria [kWh]	CO2 emessa[kg]
Generazione Separata	2.548462337	679234552.7	167424167.9
Cogenerazione	2.938125	564120000	102150849.6

Sia nella generazione separata che nella cogenerazione, l'energia primaria rappresenta l'energia consumata. Questa energia viene utilizzata per produrre calore, necessario per l'essiccazione, ed elettricità, impiegata per soddisfare parzialmente il fabbisogno elettrico

della cartiera. Risulta pertanto evidente dai risultati ottenuti che, a parità di calore ed energia elettrica prodotti, la modalità produttiva migliore è quella che consuma la minor quantità di energia primaria, ovvero la cogenerazione.