

Pemanfaatan *Thermocompressor* Metode CRMC Sebagai Upaya Penghematan Energi di Pabrik Kertas

Tjatur Udjiyanto[#], Teguh Sasono, Erwin Yusuf, Rizky Mutiarani

Jurusan Teknik Konversi Energi, Politeknik Negeri Bandung
Jl. Gegerkalong Hilir, Ds. Ciwaruga, Kabupaten Bandung Barat, Indonesia

[#]tjatur.udjiyanto@polban.ac.id

Abstrak

Proses pembuburan dan pengeringan pada industri kertas dapat mengkonsumsi energi panas dalam jumlah besar. Salah satu upaya penghematan energi yang dapat dilakukan pada proses pengeringan adalah dengan dipasangnya *thermocompressor* pada sistem uap dan kondensat. Penelitian ini menggunakan metode *Constant Rate Momentum Change* (CRMC) dengan langkah awal identifikasi rencana lokasi pemasangan *thermocompressor*, selanjutnya dilakukan perancangan *thermocompressor* dengan berdasarkan pada parameter-parameter yang telah didapatkan seperti suhu, tekanan dan laju aliran massa, dilanjutkan dengan analisis hasil rancangan. Berdasarkan hasil perhitungan *thermocompressor* dengan metode CRMC ini didapatkan panjang *diffuser* 614 mm, diameter *exit diffuser* sebesar 403 mm dan sudut *exit diffuser* sebesar 9° dengan bilangan Mach sebesar 1,59. Diameter *throat nozzle* sebesar 120 mm dengan diameter *exit nozzle* sebesar 130 mm. Dengan dipasangnya *thermocompressor* pada sistem uap dan kondensat, didapatkan penghematan *steam/uap* sebesar 5,78 ton_{steam} untuk tiap berat produksi kertas sebesar 476,28 ton/hari. Hal ini akan berpengaruh terhadap penurunan konsumsi energi spesifik dari 1,43 ton_{steam}/ton_{paper} menjadi 1,42 ton_{steam}/ton_{paper} atau dengan penurunan konsumsi energi spesifik sebesar 0,027 GJ/ton_{paper}. Dengan dipasangnya *thermocompressor* maka akan menghasilkan penurunan emisi CO₂ sekitar 1.485 ton CO₂ per tahun.

Kata kunci: *thermocompressor*, pengeringan, ejektor, emisi CO₂

Abstract

Pulping and drying processes in the paper industry can consume large amounts of heat energy. One of the energy saving efforts that can be made in the drying process is by installing a thermocompressor in the steam and condensate system. This study uses the Constant Rate Momentum Change (CRMC) method with the initial step of identifying the location plan for installing the thermocompressor, then designing the thermocompressor based on the parameters that have been obtained such as temperature, pressure and mass flow rate, followed by analysis of the design results. Based on the results of thermocompressor calculations using the CRMC method, the length of the diffuser is 614 mm, the diameter of the exit diffuser is 403 mm and the angle of the exit diffuser is 9o with a Mach number of 1.59. The throat nozzle diameter is 120 mm and the exit nozzle diameter is 130 mm. By installing a thermocompressor in the steam and condensate system, a steam/steam saving of 5.78 tons of steam for each weight of paper production of 476.28 tons/day was obtained. This will affect the reduction of specific energy consumption from 1.43 tons of steam/tonpaper to 1.42 tons of steam/tonpaper or with a decrease in specific energy consumption of 0.027 GJ/tonpaper. By installing a thermocompressor, it will reduce CO₂ emissions by around 1,485 tons of CO₂ per year.

Keywords: *thermocompressor*, drying, ejector, CO₂ emission

I. PENDAHULUAN

Industri *pulp* dan kertas merupakan salah satu industri padat energi. Sumber energi industri ini berupa energi panas dan listrik. Upaya penghematan energi di industri *pulp* dan kertas

dapat dilakukan dengan konservasi energi pada setiap unit proses yaitu sistem pemasakan, pemutihan *pulp*, *chemical recovery*, *stock preparation*, dan mesin kertas. Implementasi teknologi efisien pada pembuatan *pulp* dan kertas pada dasarnya juga melakukan penghematan energi

yang sekaligus dapat meningkatkan efisiensi produksi dan profit bagi perusahaan

Proses pengeringan di pabrik kertas dapat dikategorikan sebagai proses yang mengkonsumsi energi panas/steam dalam jumlah besar sekitar 1,43-ton_{steam}/ton_{paper} untuk mengeringkan kertas sesuai dengan kecepatan mesin dan standar kekeringan produk kertas akhir sebesar 4%.

Perlu dilakukan upaya penghematan energi untuk lebih mengefisienkan konsumsi panas/steam tersebut. Penghematan dapat dilakukan dengan rekompresi uap dengan kompresor termal (*thermal vapour recompression*/TVR) atau sering disebut *thermocompressor*. Menurut Alsafi [1] bahwa *Ejector* dikenal sebagai jet vakum, pompa jet atau *Thermocompressor* untuk berbagai aplikasi, dan fluida kerja dapat berupa cairan atau gas.

Gambar 1 menerangkan bagian-bagian dari *thermocompressor* yang terdiri dari *nozzle*, *mixing chamber*, *throat* dan *diffuser*. *Thermocompressor* ini ditempatkan pada sistem uap dan kondensat proses pengeringan kertas. Menurut Berger [2] menggunakan *Thermocompressor* meningkatkan efisiensi energi pada proses pengeringan karena lebih sedikit uap yang dihasilkan yang dikirim ke kondensor. Cara kerjanya menurut Grazzini [3] yaitu fluida *motive* (aliran primer) diumpangkan melalui *nozzle* yang dalam banyak kasus, dibentuk sebagai saluran konvergen/divergen untuk mengakomodasi aliran supersonik pada sisi keluar. Fluida *entrained* (aliran sekunder) diumpangkan melalui ruang *annular* yang mengelilingi *nozzle* utama. Aliran primer dan sekunder bertemu pada sisi keluar *nozzle* dengan perbedaan kecepatan yang menyebabkan terjadinya perubahan momentum.

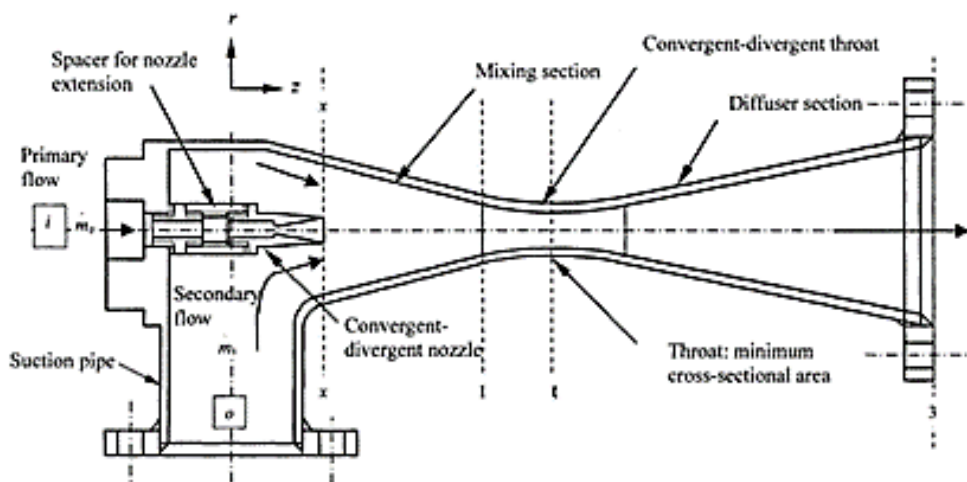
Keuntungan dari *thermocompressor* adalah tidak dibutuhkan perawatan yang ekstensif karena tidak

ada bagian yang berputar yang dapat aus, desain yang sederhana, biaya murah, mudah dipasang dan dapat ditempatkan pada area yang sempit. Disisi lain kerugian dari sistem ini adalah bahwa sistem ini didesain untuk bekerja pada titik optimum, sehingga apabila menyimpang (naik-turun) dari titik tersebut, maka efisiensinya akan turun signifikan. Selain itu mempunyai efisiensi termal yang rendah.

Pada saat ini terdapat beberapa publikasi ilmiah yang membahas desain dan pemanfaatan *thermocompressor* dengan dipasangnya pada berbagai industri, khususnya industri kertas sebagai upaya penghematan energi.

Berdasarkan hasil penelitian Paminto [4] bahwa pertumbuhan industri *pulp* dan kertas akan mengalami pertumbuhan yang signifikan. Dari keseluruhan proses di industri *Pulp* dan kertas, penggunaan energi panas mencapai 70-80% dari total energi yang dikonsumsi, dimana sebagian besar digunakan untuk proses *pulping* dan pengeringan.

Untuk upaya efisiensi energi pada proses pengeringan kertas adalah dengan menggunakan *thermocompressor*. Menurut Reynolds [5] *Thermocompressor* adalah salah satu alat statis yang digunakan untuk mengkompresi uap bertekanan rendah menjadi uap bertekanan sedang dengan menginjeksikan uap bertekanan tinggi (*high pressure steam*/HP steam). HP steam pada *thermocompressor* bertindak sebagai uap primer. *Thermocompressor* adalah jenis ejektor. Yang membedakan *Thermocompressor* dari ejektor lain adalah ranah penggunaan dari peralatan ini. Tujuan utama dari *Thermocompressor* adalah untuk menghemat energi dalam suatu sistem dengan mengubah uap "tak berguna" menjadi uap yang berguna.



Gambar 1. Bagian-bagian *thermocompressor* [1]

Pada penelitian Kirattana [6] membandingkan kinerja antara ejector konvensional dengan ejector *Constant Rate Momentum Change*. Hasil yang didapatkan dari eksperimen tersebut adalah pada kondisi operasi yang sama ejector CRMC memberikan nilai *entrainment ratio* yang lebih tinggi dibandingkan dengan Ejector konvensional dengan tekanan kritis kondensor yang identik. Dengan kata lain, Dengan kata lain, dengan nilai *entrainment ratio* yang sama, ejector CRMC dapat dioperasikan pada tekanan kritis kondensor yang lebih tinggi. Hal ini mengkonfirmasi bahwa Metode CRMC dapat meningkatkan kinerja dibandingkan dengan Ejector konvensional. Keuntungan CRMC di konfirmasi juga oleh Bumrunghaichaichan [7] yang berdasarkan eksperimen menyatakan bahwa CRMC dapat meningkatkan *entrainment ratio* dan kinerja lebih baik dengan peningkatan efisiensi sebesar 32,42%. Penelitian Mahmoudian [8] juga menyatakan terjadi peningkatan dari *entrainment ratio* untuk CRMC. Selain itu juga dibahas peluang perbaikan CRMC seperti perbaikan bentuk konikal pada sisi keluar ejector yang dioptimasi dengan CFD maupun keasaran dinding permukaan ejector seminimal mungkin. Pada penelitian Yadav [9] menyatakan bahwa *entrainment ratio* meningkat seiring dengan meningkatnya tekanan aliran sekunder dan tekanan aliran primer (pada kondisi *on-design*) dan *entrainment ratio* menurun seiring dengan meningkatnya tekanan sisi keluar dan tekanan aliran primer (pada kondisi diluar *on-design*).

Penelitian Yadav [10] membandingkan *nozzle* pada desain *thermocompressor* CRMC dengan *nozzle* pada *thermocompressor* konvensional. Hasil yang didapatkan adalah bahwa variasi sifat aliran *Nozzle* pada CRMC yaitu *mach number* dan tekanan, lebih stabil dibandingkan dengan yang konvensional. Menurut Eames [12] bahwa desain *jet pumps (jet ejector)* dengan menggunakan Metode *Constant Rate Momentum Change* mengindikasikan peningkatan signifikan pada *entrainment ratio* dan *pressure lift ratio* dibandingkan dengan metode konvensional. Beberapa penelitian tersebut di atas, membahas mengenai penghematan yang dapat dilakukan di pabrik pulp dan kertas, desain dengan menggunakan metode *Constant Rate Momentum Change*, keuntungan dan kerugian, aplikasinya dan perbandingan desain antara metode *Constant Rate Momentum Change* dan metode konvensional.

Pada penelitian ini akan menyajikan perancangan dan penerapan *thermocompressor* di salah satu pabrik kertas dengan menggunakan metode *Constant Rate Momentum Change* (CRMC). Tujuan dari penelitian ini adalah melakukan kajian dengan dipasangnya *thermocompressor* pada sistem uap dan kondensat proses pengeringan di pabrik kertas. Selain itu juga dilakukan rancangan dan analisis *thermocompressor* sebagai komponen utama dalam upaya penghematan energi untuk proses pengeringan di pabrik kertas. Dengan adanya *thermocompressor* dapat dihitung peluang penghematan energi dan estimasi pengurangan/penurunan emisi CO₂.

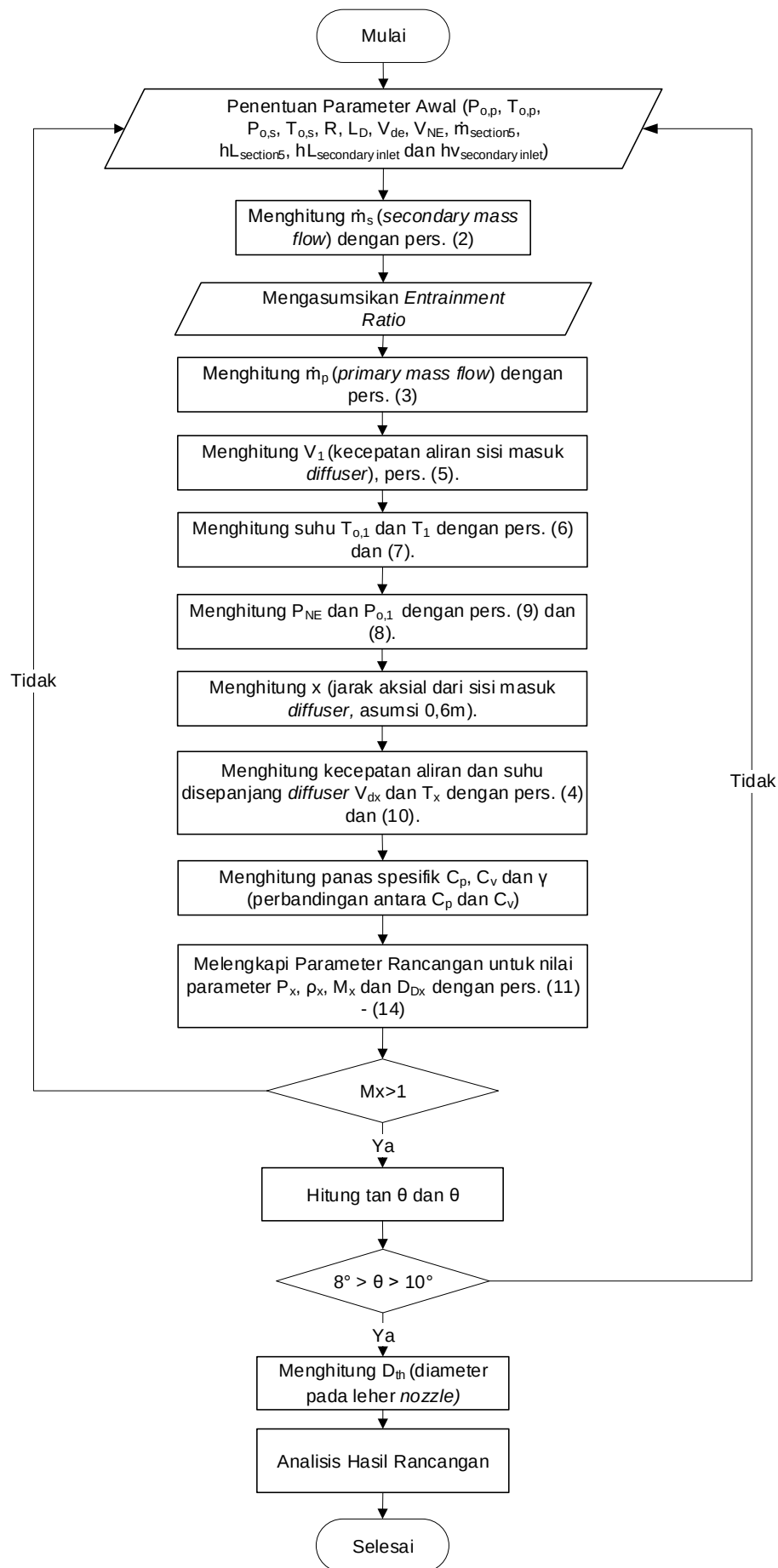
II. METODE PENELITIAN

Penelitian pemanfaatan *thermocompressor* metode CRMC dimulai dengan pengumpulan data dari pabrik kertas seperti data operasi, Data suhu dan tekanan, properti *steam/uap*, gambar sistem *steam* dan kondensat dan lain sebagainya. Setelah itu lakukan identifikasi rencana lokasi pemasangan *thermocompressor* pada sistem *steam* dan kondensat, perhitungan dan perancangan *thermocompressor* serta analisis hasil rancangan.

Setelah ditentukan lokasi penempatan *thermocompressor* selanjutnya dilakukan perancangan *thermocompressor* dengan berdasarkan pada parameter-parameter yang telah didapatkan seperti suhu, tekanan dan laju aliran massa. Langkah-langkah perancangan *thermocompressor* dapat dilihat pada Gambar 2.

A. Kriteria Perancangan *Thermocompressor*

Dalam perancangan *thermocompressor* terdapat beberapa kriteria rancangan yang harus terpenuhi. Kecepatan fluida pada sisi keluar nosel aliran primer atau disebut juga VNE haruslah dinaikkan, hal ini dimaksudkan agar $M_x=0$ bernilai lebih dari 1, karena kecepatan fluida yang terdapat pada diffuser throat adalah sonic sebab perbandingan antara tekanan discharge dengan tekanan suction bernilai lebih dari 1,8 Reynolds [5]. Sudut diffuser yang dirancang haruslah bernilai antara 8°-10°, hal tersebut dimaksudkan agar meminimalkan kehilangan tekanan total yang disebabkan oleh gesekan [12].



Gambar 2. Langkah-langkah perancangan *thermocompressor*

Tabel 1. Kriteria rancangan *thermocompressor*

Parameter	Syarat
Bilangan Mach pada x=0	$Mx=0 > 1$
Sudut diffuser	$8^\circ > \theta > 10^\circ$

Terdapat beberapa metode dalam rancangan *thermocompressor*, salah satunya adalah metode *constant rate of momentum change* (CRMC). Metode ini digunakan Selain dapat mengurangi rugi-rugi tekanan, metode ini juga memperhitungkan jarak sepanjang diffuser pada *thermocompressor*.

Area geometri *thermocompressor* dengan metode *constant rate of momentum change* (CRMC) dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan dibawah ini Alsafi [1].

$$\frac{d\dot{M}}{dx} = \dot{m}_p(1 + ER) \frac{dV}{dx} = \beta \quad (1)$$

Dengan:

$\dot{M}$: Momentum $\left(\frac{kg.m}{s}\right)$

x :Posisi aksial sepanjang *thermocompressor duct* (m)

$\dot{m}_p$: Laju massa uap primer $\left(\frac{kg}{s}\right)$

ER : *Entrainment ratio* $\left(\frac{ms}{mp}\right)$

$\dot{m}_s$: Laju massa uap sekunder $\left(\frac{kg}{s}\right)$

V : Kecepatan $\left(\frac{m}{s}\right)$

β : *Constant rate of momentum change* (CRMC)

Laju massa uap sekunder ($\dot{m}_s$) dan laju massa uap primer ($\dot{m}_p$) dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (2) dan (3) Grazzini [3].

$$\dot{m}_s = \dot{m}_{sec5} \times \frac{(h_{L,sec5} - h_{L,s,inlet})}{(h_{v,sec5} - h_{L,s,inlet})} \quad (2)$$

$$\dot{m}_p = \frac{\dot{m}_s}{ER} \quad (3)$$

untuk menghitung kecepatan aliran di setiap titik sepanjang *diffuser*, digunakan persamaan berikut.

$$V_{Dx} = V_1 - \frac{(V_1 - V_{DE})x}{L_D} \quad (4)$$

untuk $0 \leq x \leq L_D$

$$V_1 = \frac{V_{NE} + ER(V_s)}{1 + ER} \quad (5)$$

Dengan:

V_{Dx} : Kecepatan aliran sepanjang *diffuser* $\left(\frac{m}{s}\right)$

V_1 : Kecepatan aliran sisi masuk *diffuser* $\left(\frac{m}{s}\right)$

V_s : Kecepatan aliran sekunder pada posisi keluar nosel $\left(\frac{m}{s}\right)$

V_{DE} : Kecepatan aliran sisi keluar *diffuser* $\left(\frac{m}{s}\right)$

L_D : Panjang *diffuser* (m).

Untuk mendapatkan suhu total pada awal saluran *thermocompressor*, dapat menggunakan persamaan berikut ini.

$$T_{o,1} = \frac{T_{o,p} + ER(T_{o,s})}{1 + ER} \quad (6)$$

Suhu statis pada titik yang sama bisa didapat dengan menggunakan persamaan berikut.

$$T_1 = T_{o,1} - \frac{V_1^2}{2 C_p} \quad (7)$$

Tekanan total $P_{0,1}$ pada titik ini akan menjadi seperti berikut.

$$P_{o,1} = P_{NE} \left(\frac{T_{o,1}}{T_1} \right)^{\left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right)} \quad (8)$$

Aliran sekunder pada sisi masuk bagian pencampuran diasumsikan subsonik, sehingga tekanan statis pada sisi keluar nosel dapat dihitung seperti dibawah.

$$P_{NE} = P_{o,s} - \frac{\rho_s V_s^2}{2} \quad (9)$$

Untuk menentukan diameter *diffuser* di setiap titik sepanjang sumbu *thermocompressor* (x), tekanan statis dan suhu pada titik (x) dapat dihitung menggunakan persamaan dibawah ini.

$$T_x = T_{o,1} - \frac{V_{Dx}^2}{2 C_p} \quad (10)$$

$$P_x = P_{o,1} \left(\frac{T_x}{T_{o,1}} \right)^{\left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right)} \quad (11)$$

Kerapatan fluida dan bilangan Mach dapat diperoleh dengan persamaan dibawah ini.

$$\rho_x = \frac{P_x}{RT_x} \quad (12)$$

$$M_x = \frac{V_{Dx}}{\sqrt{\gamma RT_x}} \quad (13)$$

Diameter *diffuser* pada titik x dapat diperoleh dengan penerapan kontinuitas aliran massa dengan persamaan sebagai berikut.

$$D_{Dx} = 2 \sqrt{\frac{\dot{m}_p (1 + ER) R T_x}{\pi P_x V_{Dx}}} \quad (14)$$

Dengan:

R : Konstanta gas ideal (J/kg.K)

C_p : Panas spesifik gas pada tekanan konstan (J/kg.K)

γ : Perbandingan kapasitas panas fluida

P_{o,p} dan T_{o,p} : Tekanan (kPa) dan suhu (K) statis dari uap atau gas yang dipasok untuk nosel primer

P_{o,s} dan T_{o,s} : Tekanan (kPa) dan suhu (K) statis dari uap atau gas yang dipasok untuk aliran sekunder.

III. HASIL DAN PEMBAHASAN

A. Hasil Rancangan

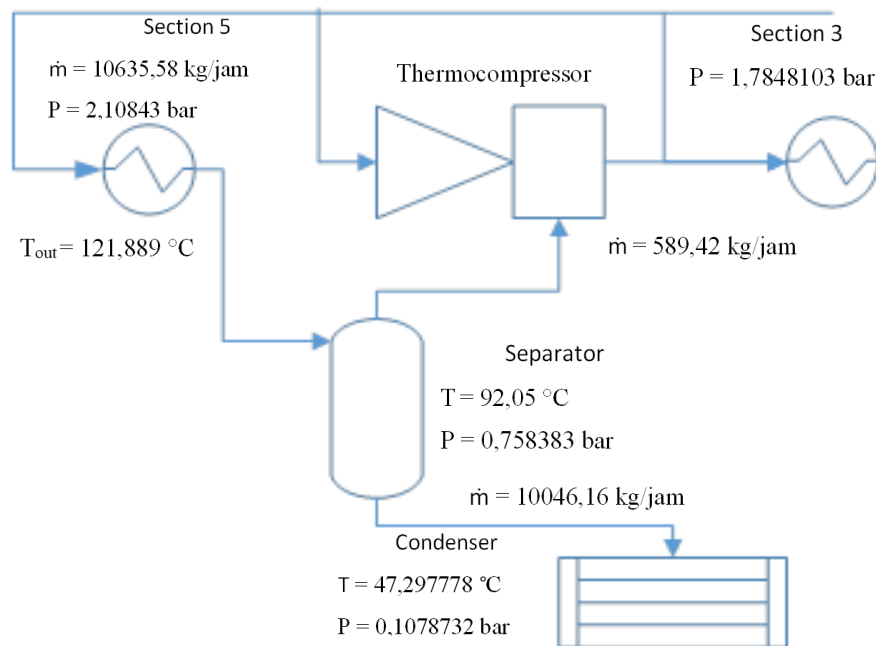
Rencana penempatan *thermocompressor* pada sistem uap dan kondensat area pengeringan eksisting dapat dilihat pada Gambar 3. Gambar tersebut di atas merupakan posisi pemasangan *thermocompressor* pada sistem uap dan kondensat diantara pemanas seksi 5 dan pemanas seksi 3. Ejektor akan menarik uap dari separator dan dialirkan ke pemanas seksi 3. Parameter rancangan hasil hitungan dengan menggunakan persamaan (1) sampai (14) dapat dilihat pada Tabel 2. Hasil rancangan *diffuser* dengan Panjang 0,614 m dapat dilihat pada Tabel 3.

B. Analisis Hasil Rancangan

Pada perancangan *thermocompressor* berdasarkan bahasan sebelumnya terdapat beberapa kriteria dan persyaratan yang harus terpenuhi. Pada analisis hasil rancangan ini dilakukan untuk menentukan dan memastikan bahwa desain *thermocompressor* yang telah dilakukan telah memenuhi persyaratan dan kriteria yang ditentukan baik dari sisi thermal maupun mekanikal. Persyaratan utama ditinjau dari sisi thermal yang harus terpenuhi terlebih dahulu adalah bilangan *Mach* di titik x=0 (M_{x=0}) dan sudut dinding *diffuser* (θ).

Persyaratan pertama bahwa bilangan *Mach* di titik x=0 (M_{x=0}) ini harus bernilai lebih dari 1. Berdasarkan perhitungan didapatkan nilai bilangan *Mach* pada titik x=0 (M_{x=0}) sebesar 1,59. Hasil perhitungan tersebut mengindikasikan bahwa rancangan telah memenuhi persyaratan rancangan yang ditentukan dengan nilai bilangan *Mach* lebih besar dari 1 (M_{x=0} > 1).

Nilai bilangan *Mach* sangat tergantung terhadap besarnya atau perubahan nilai kecepatan sisi keluar nosel (V_{NE}). Untuk mendapatkan bilangan *Mach* lebih besar dari 1, maka kecepatan sisi keluar nosel (V_{NE}) harus dibuat tinggi. Akan tetapi perlu diperhatikan bahwa perubahan nilai V_{NE} akan mempengaruhi besaran nilai P_{DE} dan *compression ratio*. Kriteria selanjutnya bahwa nilai P_{DE} dalam rancangan ini disyaratkan lebih dari 1,8 dengan nilai *compression ratio* maksimum 2,5.



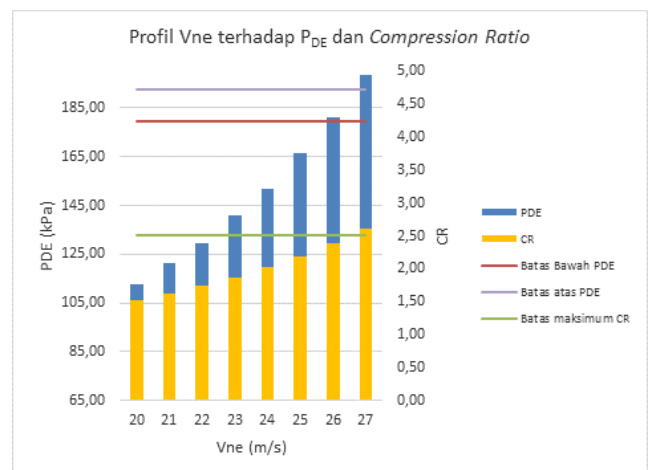
Gambar 3. Diagram alir seksi 3 setelah pemasangan *thermocompressor*

Tabel 2. Parameter rancangan untuk semua nilai x sepanjang *diffuser*

x (m)	V_{Dx} (m/s)	T_x (K)	P_x (kPa)	ρ_x (kg/m ³)	M_x	D_{Dx} (mm)	θ
0,000	21,10	286,91	48,36	0,37	1,59	323,13	4,23
0,018	20,64	290,79	51,06	0,38	1,55	320,11	4,18
0,035	20,18	295,96	54,82	0,40	1,50	315,19	3,86
0,053	19,72	301,09	58,77	0,42	1,45	310,61	3,53
0,070	19,26	306,11	62,84	0,44	1,41	306,47	3,21
0,088	18,80	311,00	67,02	0,47	1,36	302,75	2,89
0,105	18,34	315,76	71,29	0,49	1,32	299,46	2,58
0,123	17,88	320,38	75,65	0,51	1,28	296,56	2,28
0,140	17,42	324,87	80,08	0,53	1,23	294,06	1,97
0,158	16,96	329,23	84,58	0,56	1,19	291,94	1,68
0,175	16,50	333,45	89,11	0,58	1,15	290,19	1,38
0,193	16,04	337,53	93,68	0,60	1,11	288,80	1,09
0,211	15,58	341,48	98,28	0,62	1,08	287,78	0,80
0,228	15,12	345,30	102,87	0,65	1,04	287,11	0,50
0,246	14,66	348,99	107,47	0,67	1,00	286,80	0,00
0,263	14,20	352,55	112,04	0,69	0,96	286,85	0,09
0,281	13,74	355,97	116,57	0,71	0,93	287,27	0,38
0,298	13,28	359,27	121,06	0,73	0,89	288,06	0,69
0,316	12,82	362,43	125,49	0,75	0,86	289,23	0,99
0,333	12,36	365,47	129,83	0,77	0,82	290,80	1,31
0,351	11,90	368,37	134,09	0,79	0,79	292,78	1,63
0,368	11,44	371,15	138,25	0,81	0,76	295,19	1,96
0,386	10,98	373,80	142,30	0,82	0,72	298,05	2,29
0,403	10,52	376,32	146,23	0,84	0,69	301,39	2,65
0,421	10,06	378,72	150,02	0,86	0,66	305,25	3,01
0,439	9,60	380,99	153,67	0,87	0,63	309,67	3,39
0,456	9,14	383,14	157,17	0,89	0,59	314,69	3,79
0,474	8,68	385,16	160,52	0,90	0,56	320,38	4,21
0,491	8,22	387,07	163,72	0,92	0,53	326,80	4,66
0,509	7,76	388,86	166,74	0,93	0,50	334,05	5,13
0,526	7,30	390,53	169,60	0,94	0,47	342,23	5,64
0,544	6,84	392,09	172,29	0,95	0,44	351,48	6,19
0,561	6,38	393,53	174,80	0,96	0,41	361,97	6,79
0,579	5,92	394,87	177,14	0,97	0,38	373,91	7,44
0,596	5,46	396,09	179,31	0,98	0,35	387,58	8,17
0,614	5,00	397,22	181,30	0,99	0,32	403,36	8,99

Tabel 3. Parameter hasil rancangan *diffuser*

Parameter	Nilai	Satuan
V_1	21,097	m/s
$T_{0,1}$	402,92	K
T_1	307,860	K
P_{NE}	64,384	kPa
$P_{0,1}$	177,068	kPa
L_D	0,614	m
V_{DE}	5	m/s
T_{DE}	397,215	K
P_{DE}	181,3	kPa
ρ_{DE}	0,988941	kg/m ³
$M_{x=0}$	1,59	unit
D_{DE}	0,403	m
θ	9	derajat

Gambar 4. Profil nilai V_{NE} terhadap P_{DE} dan *compression ratio*

Profil V_{NE} terhadap P_{DE} dan *compression ratio* dapat dilihat pada Gambar 4. Kolom berwarna kuning pada Gambar 4 di atas menerangkan nilai *compression ratio* yang dihasilkan oleh masing-masing V_{NE} . *Compression ratio* tersebut mempunyai batas maksimum yang di tandai dengan garis berwarna abu-abu, yang mana batas maksimum tersebut bernilai 2,5. Berdasarkan batas yang tertera, maka nilai V_{NE} yang memenuhi adalah 20 m/s - 26 m/s. Kolom berwarna biru merupakan nilai tekanan di setiap titik pada *diffuser* P_{DE} yang dihasilkan oleh masing-masing V_{NE} . P_{DE} ini mempunyai batas minimum (garis merah) dan maksimum (garis hijau) dengan nilai masing-masing 179,5 kPa dan 192,3 kPa. Berdasarkan batas-batas yang tertera dalam gambar tersebut di atas, maka nilai V_{NE} yang memenuhi hanyalah 26 m/s karena selebihnya mempunyai nilai dibawah dari batas yang ditentukan. Dengan demikian, nilai V_{NE} yang dipilih adalah 26 m/s.

Syarat yang harus terpenuhi selanjutnya adalah sudut dinding dari sisi lurus *diffuser* (θ). Menurut [4] nilai θ haruslah berada dalam batas $8^\circ > \theta > 10^\circ$ agar kehilangan tekanan total yang disebabkan oleh gesekan dapat seminimal mungkin. Nilai sudut dinding dari sisi lurus *diffuser* (θ) yang dipilih adalah 9° karena pada hasil perhitungan hanya terdapat satu nilai yang berada dalam batas $8^\circ > \theta > 10^\circ$. Dengan demikian syarat kedua pada rancangan ini telah terpenuhi.

Kriteria dari sini mekanik, kelayakan desain rancangan *thermocompressor* dapat ditinjau dari sisi ketebalan dan material yang digunakan. Hal ini disebabkan dikarenakan konstruksi *thermocompressor* harus mampu untuk beroperasi pada suhu tinggi dan material yang tahan korosi dalam jangka waktu yang lama. Pilihan material yang dapat digunakan untuk *thermocompressor* ini bisa dari jenis *carbon steel* maupun *stainless steel*. Perbandingan material yang dapat digunakan untuk material *thermocompressor* dapat dilihat pada tabel 4.

Berdasarkan Tabel 4, laju korosi *carbon steel* lebih cepat dibandingkan dengan *stainless steel*, Hal ini menandakan bahwa apabila menggunakan *carbon steel*, maka ketebalan *thermocompressor* akan lebih tebal dibandingkan dengan *stainless steel*.

Tabel 4. Perbandingan material [11]

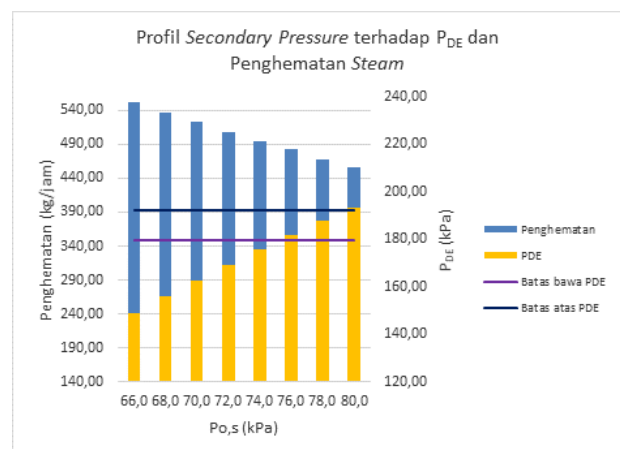
Material	Suhu Maks	Korosivitas
Carbon Steel ST 40	427 °C	0,197 mmpy
Stainless Steel Gr.316L	500 °C	0,170 mmpy

C. Analisis Konsumsi Energi

Pada kondisi eksisting sebelum ditambahkan *thermocompressor*, *Fresh steam* digunakan sebagai sumber energi panas utama untuk proses pengeringan. Setelah dilakukan penambahan *thermocompressor* pada Sistem uap dan kondensat proses pengeringan, maka terdapat sumber energi panas tambahan yang digunakan, yaitu *steam* yang telah digunakan untuk mengeringkan kertas yang disebut *flash steam*. *Steam* ini masih layak untuk digunakan sebagai sumber energi panas pada proses pengeringan kertas karena memiliki suhu yang cukup tinggi yaitu $92,1^\circ\text{C}$.

Dengan pemasangan *thermocompressor* ini akan mengakibatkan laju alir massa uap dari *flash tank* menuju *condenser* menjadi berkurang karena sebagian uap tersebut disirkulasikan sebagai input aliran sekunder untuk *thermocompressor*. Tekanan pada aliran sekunder atau *secondary pressure* ($P_{o,s}$) yang akan digunakan untuk penghematan ini dipilih dengan cara mempertimbangkan pengaruhnya terhadap tekanan *discharge thermocompressor* atau P_{DE} dan juga terhadap besar penghematan yang akan didapatkan. Pemilihan nilai *secondary pressure* ini dapat dilihat pada Gambar 5.

Gambar 5 memperlihatkan pengaruh beberapa nilai *secondary pressure* ($P_{o,s}$) terhadap P_{DE} dan besar penghematan yang didapatkan. Kolom berwarna kuning adalah nilai P_{DE} yang dihasilkan untuk masing-masing nilai $P_{o,s}$. Seperti yang telah disebutkan sebelumnya bahwa P_{DE} ini memiliki batas bawah dan atas, yang dijadikan patokan nilai $P_{o,s}$ mana saja yang terpilih. Berdasarkan batas tersebut maka nilai $P_{o,s}$ yang terpilih untuk kasus ini adalah 76 kPa dan 78 kPa. Kemudian untuk penentuan akhir dari nilai $P_{o,s}$ ini akan dilihat berdasarkan besarnya penghematan yang akan didapatkan. Kolom berwarna biru merupakan besarnya penghematan yang didapatkan untuk



Gambar 5. Profil secondary pressure terhadap P_{DE} dan penghematan steam

Tabel 5. Perbandingan parameter sebelum dan setelah pemasangan *thermocompressor*

Sebelum pemasangan			Setelah pemasangan		
Parameter	Nilai	Unit	Parameter	Nilai	Unit
Primary pressure (Po,p)	401,11	kPa	Discharge pressure (P _{DE})	181,3	kPa
Secondary pressure (Po,s)	75,84				
Primary temperature (To,p)	416,86	K	Discharge temperature (T _{DE})	397,215	K
Secondary temperature (To,s)	363,08				
Primary mass flow (mp)	0,468	kg/s	Discharge mass flow (m _{DE})	0,632	kg/s
Secondary mass flow (ms)	0,164				

masing-masing nilai P_{o,s}. P_{o,s} 76 kPa dan 78 kPa menghasilkan penghematan masing-masing sebesar 482,35 kg/jam dan 468,07 kg/jam, maka nilai P_{o,s} yang dipilih untuk penghematan adalah 76 kPa karena menghasilkan penghematan yang lebih besar dari P_{o,s} 78 kPa.

Laju alir massa uap yang berhasil dihemat untuk satu kali produksi adalah sebesar 5,79 ton pada tekanan uap sekunder 76 kPa. Maka konsumsi *steam* setelah pemasangan *thermocompressor* menjadi 675,3 ton. Sehingga KES untuk proses pengeringan kertas keseluruhan yang diperoleh setelah pemasangan *thermocompressor* adalah sebesar 1,4178 ton_{steam}/ton_{paper}, dan secara spesifik (section 3) sebesar 0,56 GJ/ton_{paper}.

D. Analisis Penghematan Energi

Analisis Penghematan energi akan dilakukan dengan dipasangnya *thermocompressor*. Penghematan ini didapatkan dari selisih laju alir uap yang menuju condenser pada keadaan sebelum dan setelah pemasangan *thermocompressor*.

Tabel 5 menerangkan perbandingan parameter sebelum dan setelah dipasangnya *thermocompressor*. Rancangan *thermocompressor* yang ditambahkan pada sistem uap dan kondensat ini diharapkan dapat mengurangi konsumsi *steam* yang digunakan untuk pengeringan kertas, sehingga penghematan energi pun dapat tercapai. Perbandingan parameter konsumsi energi untuk proses pengeringan eksisting dan hasil rancangan dapat dilihat pada Tabel 6.

Tabel 6. Parameter konsumsi *steam* pada keadaan eksisting dan hasil rancangan

Parameter	Eksisting	Hasil Rancangan
Konsumsi steam (ton _{steam})	681,08	675,30
Berat produksi kertas 80gsm	476,28	476,28
KES (ton _{steam} /ton _{paper})	1,43	1,4178
KES (GJ/ton _{paper})	0,587	0,56

Tabel 6 memperlihatkan bahwa konsumsi energi spesifik (KES) proses pengeringan pada keadaan eksisting adalah 1,43 ton_{steam}/ton_{paper} dengan konsumsi yang lebih spesifiknya (section 3) adalah 0,587 GJ/ton_{paper} sedangkan KES setelah rancangan adalah 1,4178 ton_{steam}/ton_{paper} dengan konsumsi yang lebih spesifiknya (section 3) adalah 0,56 GJ/ton_{paper}. Maka dengan pemasangan *thermocompressor* pada sistem uap dan kondensat proses pengeringan ini jumlah konsumsi *steam* menjadi berkurang, yang mana hal tersebut merupakan representasi dari penurunan konsumsi energi untuk proses pengeringan. Persentase penghematan yang dihasilkan setelah pemasangan *thermocompressor* berdasarkan KES proses pengeringan keseluruhan adalah 0,85%, sedangkan secara spesifik (section 3) adalah sebesar 4,58%.

E. Perhitungan Penurunan Emisi CO₂

Efek positif yang ditimbulkan akibat dipasangnya *thermocompressor* pada sistem steam dan kondensat pengeringan kertas selain penghematan uap yang berdampak langsung pada penghematan energi, juga berdampak pada penurunan emisi CO₂.

Menurut Berger [2] bahwa dengan dipasangnya *thermocompressor* akan menyebabkan penurunan emisi CO₂ sebesar 0,01 t CO₂/t_{paper}.

Berdasarkan nilai tersebut di atas, maka estimasi penurunan emisi CO₂ dengan dipasangnya *thermocompressor* dengan produksi kertas 476,28 ton per hari (asumsi 12 jam/hari) adalah sebesar 4,76 ton CO₂. Untuk satu tahun dengan asumsi 312 hari kerja, maka penurunan emisi CO₂ adalah sekitar 1.485 ton CO₂ per tahun.

IV. KESIMPULAN

Berdasarkan dari hasil perhitungan dan analisis yang telah dilakukan, didapatkan kesimpulan bahwa Berat produksi kertas (80mgs) eksisting adalah 476,28 ton/hari dengan konsumsi *steam* untuk proses pengeringan adalah sebesar 681,08ton_{steam} /hari. Berdasarkan hasil perhitungan didapatkan bahwa dengan dipasangnya *thermocompressor* pada sistem uap dan kondensat, terjadi penurunan konsumsi *steam* sebesar 5,78

$\text{ton}_{\text{steam}}$ menjadi 675,30 $\text{ton}_{\text{steam}}/\text{hari}$. Konsumsi energi spesifik (KES) dengan dipasangnya *thermocompressor* turun 0,85% menjadi sebesar 1,4178 $\text{ton}_{\text{steam}}/\text{ton}_{\text{paper}}$ dari yang semula sebesar 1,43 $\text{ton}_{\text{steam}}/\text{ton}_{\text{paper}}$. Estimasi penurunan emisi CO₂ sebagai salah satu komponen gas rumah kaca dengan dipasangnya *thermocompressor* adalah sebesar 1.485 ton CO₂ per tahun. Untuk penelitian yang akan datang dapat dilanjutkan dengan menggunakan *thermocompressor* dalam dua tahap sehingga penghematan yang dicapai akan lebih besar.

UCAPAN TERIMA KASIH

Penelitian yang dilaksanakan ini didukung oleh Unit Penelitian dan Pengabdian kepada Masyarakat (UPPM) yang dibiayai oleh Politeknik Negeri Bandung dengan skema penelitian mandiri (nomor kontrak : B/114.61/PL1.R7/PG.00.03/2022).

REFERENSI

- [1] M. Alsafi, "Constant Rate of Momentum Change Ejector: Simulation, Experiments, and Flow Visualisation," University of Southern Queensland, Queensland Australia, 2017.
- [2] H. Berger, N. Shahri, T. Eisenhut, and M. Farghadan, "Energy Efficiency in the Pulp and Paper Industry," Sino-German Demonstration Project; GIZ, Beijing, 2021.
- [3] G. Grazzini, A. Milazzo and F. Mazzelli, *Ejectors for Efficient Design, Applications and Computational Fluid*, Florence Italy: Springer, 2018.
- [4] A. K. Paminto, R. S. Sitorus, R. Firmansyah and N. S. Laili, "Kajian Peningkatan Efisiensi Energi di Industri Pulp dan Kertas," *Jurnal Energi dan Manufaktur* Vol. 13 No. 1, pp. 1-7, 2020.
- [5] C. Reynolds, "Croll Reynolds Thermocompressor," 2020. [Online]. Available: <https://croll.com/products-2/thermocompressors/thermocompressors-theory/>.
- [6] B. Kittrattana, S. Aphornratana, T. Tongchip, and N. Ruangtrakoon, "Comparison of traditional and CRMC ejector performance used in a steam ejector refrigeration," *Energy Procedia*, vol. 138, pp. 476-481, 2017.
- [7] E. Bumrunghthaichachan, N. Ruangtrakoon, and T. Thongtip, "Performance investigation for CRMC and CPM ejectors applied in refrigeration under equivalent ejector geometry by CFD simulation," *Energy Reports*, vol. 8, p. 12598–12617, 2022.
- [8] J. Mahmoudian, F. Mazzelli, A. Milazzo and A. Rocchetti, "Experimental and numerical activity on a prototype ejector chiller," *Journal of Physics*, p. 10, 2020.
- [9] S. Yadav, K. Pandey, and R. Gupta, "Analytical and Numerical Study on the Performance of Supersonic Ejector at Different Operating Conditions and Working Fluids," *Journal of Applied Fluid Mechanics*, vol. 14, pp. 1705-1716, 2021.
- [10] S. Yadav, V. Kumar, K. Pandey, and R. Gupta, "Development of the constant rate of momentum change (CRMC) variable area nozzle," *Elsevier*, p. 7, 2020.
- [11] A. J. Sinaga, S. L. Simanjuntak and C. S. Manurung, "Analisa Laju Korosi dan Kekerasan Pada Stainless Steel 316 L Dalam Larutan 10 % NaCl Dengan Variasi Waktu Perendaman," *SJoME*, vol. I, pp. 92-99, 2020.
- [12] I. W. Eames, "A new prescription for the design of supersonic jet pumps: the constant rate of momentum change method," *Applied Thermal Engineering*, pp. 121-131, 2002.