

Perancangan dan Simulasi Kompresor Sentrifugal dengan Fluida SCO-2 pada Siklus *Brayton* Regeneratif

Gad Gunawan¹ dan Diki Ismail Permana^{2,3}

¹Teknik Mesin Institut Teknologi Kalimantan, Indonesia

²Teknik Mesin Institut Teknologi Nasional Bandung, Indonesia

³Doctoral Study of Mechanical Engineering Institute of Technology MATE University, Hungaria

¹Jalan Soekarno Hatta No.15, Balikpapan 76127

²Jalan PHH. Mustafa No.23 Bandung 40124

³Pater Karoly u.1, 2100 Godollo, Hungary

e-mail : dicky91permana@itenas.ac.id

Received 15 Oktober 2023 | Revised 19 November 2023 | Accepted 10 Januari 2024

ABSTRAK

Di Indonesia, terdapat potensi energi baru dan terbarukan (EBT) yang cukup besar dan beragam. Salah satu sumber energi terbarukan yang tersedia adalah biomassa. Pemanfaatan Siklus Brayton dengan karbon dioksida sebagai fluida kerja pada fase superkritis merupakan salah satu metode pemanfaatan biomassa. Karena karbon dioksida tersedia secara luas di Bumi dan memiliki kepadatan tinggi pada fase superkritis, mesin turbo kompak dapat digunakan. Hal ini memungkinkan desain turbin, kompresor, dan alternator yang kecil. Keuntungan Siklus Brayton adalah penggunaan regenerator untuk pemulihan panas di sisi keluar turbin. Tujuan dari proyek ini adalah untuk membangun kompresor sentrifugal untuk Siklus Regeneratif *Brayton*. Output bersih kompresor yang diharapkan adalah 40 kW pada 70.000 rpm. Fluida kerja karbon dioksida superkritis (S-CO₂) yang digunakan dalam siklus regeneratif Brayton ditujukan untuk temperatur masuk turbin 800 K, temperatur masuk kompresor 320 K. Menurut desain siklus, turbin dan kompresor memiliki daya masing-masing sebesar 113,84 kW dan 60,53 kW. Pendekatan desain geometris yang digunakan sejalan dengan beberapa literatur terkait penelitian. Hasil desain kompresor kemudian disimulasikan oleh *computational fluid dynamic* (CFD). Berdasarkan temuan pemodelan CFD, kompresor sentrifugal membutuhkan daya sebesar 69,89 kW dengan efisiensi isentropik sebesar 60,03 persen pada kondisi desain. Daya bersih yang dihasilkan sebesar 43,39 kW berdasarkan hasil simulasi CFD.

Kata kunci: siklus Brayton, karbon dioksida superkritis, kompresor, perancangan dan simulasi

ABSTRACT

In Indonesia, there is a substantial and varied potential for new and renewable energy. One of the renewable energy sources that is present practically everywhere is biomass. Utilizing the Brayton Cycle with carbon dioxide as the working fluid in the supercritical phase is one method of utilizing biomass. Because carbon dioxide is widely available on Earth and has a high density in the supercritical phase, compact turbomachinery can be used. This allows for the small design of the turbine, compressor, and alternator. The Brayton Cycle's advantage is the employment of a regenerator for heat recovery on the turbine's exit side. The purpose of this project is to build a centrifugal compressor for the Regenerative Brayton Cycle. The intended net output of the compressor is 40 kW at 70,000 rpm. The supercritical carbon dioxide working fluid (S-CO₂) used in the regenerative Brayton cycle is intended for turbine inlet temperatures of 800 K, compressor inlet temperatures of 320 K. According to the cycle's design, the turbine and compressor have respective

powers of 113.84 kW and 60.53 kW. An approach to geometric design is used that is in line with some of the research-related literature. The outcomes of the compressor design are then subjected to CFD simulations. According to the CFD modeling findings, the centrifugal compressor requires 69.89 kW of power with an isentropic efficiency of 60.03 percent under design conditions. The net power produced is 43.39 kW based on the outcomes of the CFD simulation.

Keywords: *Brayton cycle, supercritical karbon dioxide, compressor, design and simulation.*

1. Pendahuluan

Berdasarkan informasi Badan Pusat Statistik [1] 12.659 dari 82.190 unit pemerintahan tingkat desa di Indonesia masih belum mendapatkan aliran listrik. Lokasi-lokasi tersebut biasanya berada di pedalaman atau di pulau-pulau kecil sehingga menyulitkan jaringan listrik untuk mengaksesnya. Biasanya, jumlah penduduk yang tinggal di sana tidak cukup untuk memenuhi kebutuhan listrik yang dihasilkan dalam jumlah besar.

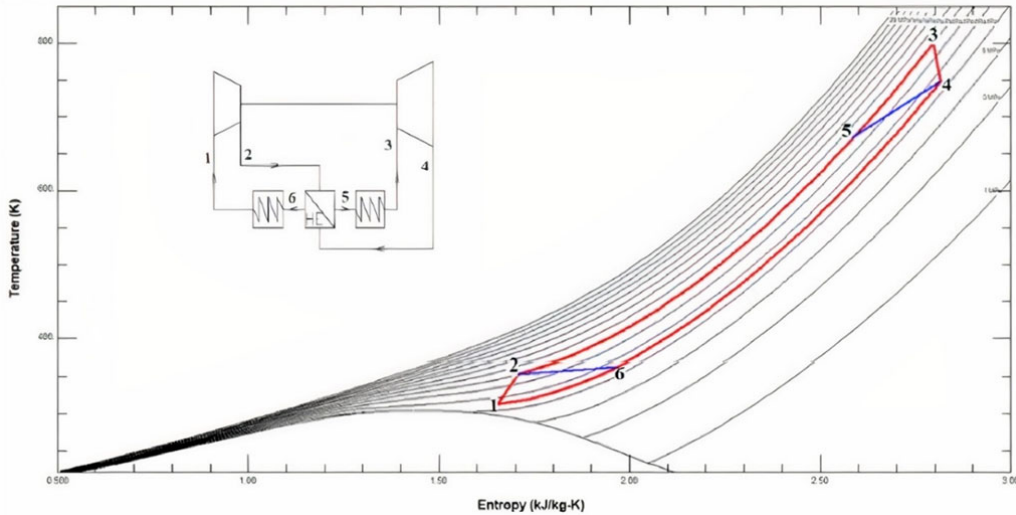
Potensi energi terbarukan di Indonesia cukup besar dan beragam menurut data Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi [2]. Sumber energi terbarukan yang paling menjanjikan antara lain tenaga air [3, 4], konversi energi panas laut (OTEC) [5-6], energi panas matahari [7-9], energi panas bumi [10, 11], biogas [12] dan biomassa [13]. Selain itu, dengan perkiraan potensi biomassa Indonesia sebesar 32.654 MWe dan iklim tropis, wilayah yang paling terpencil sekalipun harus mampu memenuhi kebutuhan energi mereka sendiri. Proses termal seperti Siklus Rankine dan Siklus Brayton diperlukan untuk menggunakan biomassa sebagai sumber energi [14].

Siklus Brayton berjalan di wilayah fase super panas atau gas dengan menggunakan rekuperator. Panas yang masuk dan keluar terjadi secara isobarik selama siklus Brayton terjadi. Kelemahan Siklus Brayton adalah kebutuhan daya inputnya yang tinggi karena menggunakan kompresor untuk menaikkan tekanan. Sehingga daya kompresor akan berkurang bila karbon dioksida dioperasikan pada daerah superkritisnya. Menurut penelitian Sarkar [15] keluaran daya dari siklus rekompresi SCO_2 lebih rentan terhadap fluktuasi efisiensi isentropik turbin dibandingkan perubahan efisiensi kompresor. Desain kompresor harus diterapkan dengan benar untuk setiap aplikasi daya SCO_2 untuk memungkinkan pengoperasian efisiensi tinggi dalam satu siklus penuh. Sehingga dalam kajian ini, perancangan dan simulasi kompresor siklus *Brayton* regeneratif dilakukan untuk memenuhi kompresi dan daya yang dibutuhkan oleh turbin gas sentrifugal.

2. Metodologi

2.1 Siklus *Brayton* Regeneratif

Temperatur sumber panas dan temperatur lingkungan menjadi acuan termodinamika untuk desain siklus Brayton. Menurut hasil penelitian Porteiro [16], temperatur tertinggi yang dapat dicapai dari berbagai bentuk biomassa adalah lebih dari 973 K, sehingga temperatur masuk kompresor sebesar 320 K digunakan untuk studi kali ini. Sedangkan, Temperatur sebesar 299,15 K digunakan sebagai temperatur lingkungan. Tekanan kerja sistem mengacu pada tekanan kritis karbon dioksida sebesar 7,38 MPa dan 584,15 K. Karena kompresor yang digunakan memiliki level yang sama, maka tekanan masuk kompresor ditetapkan sebesar 7,8 MPa. Siklus termodinamika dibuat di Microsoft Excel dengan add-on REFPROP 9.0 [17]. Konsep Siklus Regeneratif Brayton digambarkan pada Gambar 1 dalam bentuk diagram T-s dengan asumsi sebagai berikut: 1) Efisiensi isentropik kompresor sebesar 80%, 2) efisiensi regenerator sebesar 95%, 3) titik pinch pada regenerator sebesar 10 K, dan 4) penurunan tekanan kompresor sebesar 0,2 MPa.

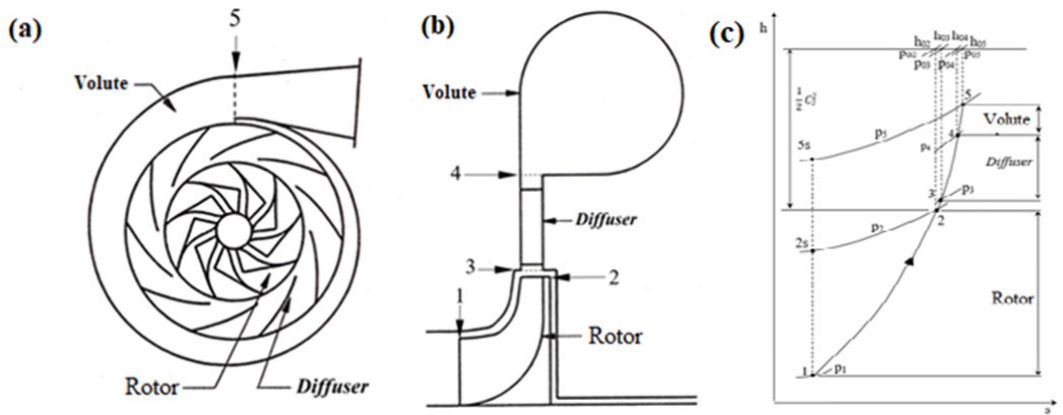


Gambar 1. Diagram T-s untuk siklus Brayton

2.2 Perancangan kompresor radial

Gambar 2 menunjukkan kompresor sentrifugal terdiri dari sudu bergerak, diffuser, dan volute. Aliran fluida yang masuk ke stator dipercepat menuju outlet kompresor akibat adanya gaya sentrifugal yang diberikan oleh stator. Penambahan energi ke dalam fluida ditandai dengan meningkatnya tekanan statis pada saluran keluar dan energi kinetik. Diffuser digunakan untuk mengubah energi kinetik yang masih relatif tinggi pada pintu masuk sudu menjadi energi potensial tekanan (meningkatkan tekanan statis). Volute kemudian menampung aliran fluida di sisi keluar diffuser yang masih berarah radial. Pada saluran keluar volute, fluida mengalir secara aksial mengikuti saluran. Misalkan sudut aliran pada saluran masuk kompresor adalah nol. Kecepatan aliran absolut tangensial ($C_{\theta 1}$) adalah nol, maka kerja adiabatik yang masuk ke kompresor didasarkan pada persamaan kerja Euler [18]:

$$\Delta W_c = U_2 C_{\theta 2} = h_{o2} - h_{o1}, \quad (1)$$



Gambar 2. Kompresor sentrifugal: a) skematik, b) rancangan *meanline*, c) diagram h-s

Kondisi termodinamika pada setiap titik diperlukan untuk merancang komponen kompresor sentrifugal. Gambar 2c menunjukkan diagram h-s untuk kompresor sentrifugal. Seperti halnya turbin, dua jenis efisiensi umumnya digunakan untuk kompresor: efisiensi total ke statis dan efisiensi total ke total. Efisiensi total terhadap statis kompresor dirumuskan sebagai berikut:

$$\eta_{ts} = \frac{h_{5s} - h_{01}}{h_{05} - h_{01}} \tag{1}$$

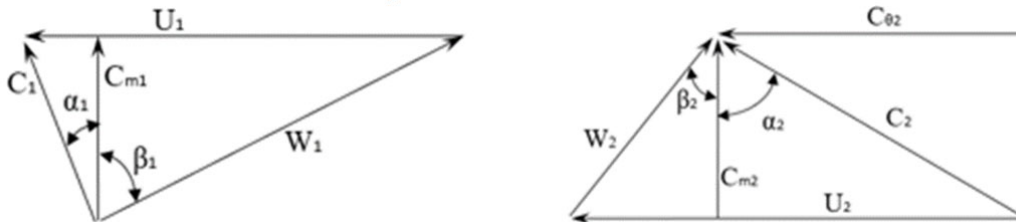
$$\eta_{tt} = \frac{h_{05s} - h_{01}}{h_{05} - h_{01}} \tag{2}$$

Target desain daya yang ingin dicapai pada penelitian ini adalah 60,53 kW dengan rasio tekanan sebesar 1,63. Dimensi diperkirakan menggunakan grafik nsds untuk kompresor sentrifugal satu tahap [19]. Perancangan kondisi termodinamika yang akan terjadi pada kompresor diperlukan dalam proses perancangan. Tabel 2 berikut menunjukkan kondisi termodinamika kompresor. Penomoran setiap titik pada kompresor mengikuti Gambar 3. Subskrip “s” mengacu pada kondisi isentropik terhadap kondisi titik sebelumnya.

| Point | T (K) | p (MPa) | h (kJ/kg) | s (kJ/kg.K) | Ht (kJ/kg) | Tt (K) | pt (Mpa) |
|-------|----------|------------|--------------|----------------|---------------|-----------|-------------|
| 1 | 320.00 | 7.80 | 432.34 | 1.75352 | 432.60 | 320.55 | 7.86 |
| 2s | 341.03 | 10.23 | 442.37 | 1.75352 | 454.35 | 364.41 | 13.75 |
| 2 | 342.71 | 10.23 | 446.39 | 1.76527 | 463.06 | 374.39 | 13.75 |
| 3 | 342.71 | 10.23 | 446.39 | 1.76527 | 463.06 | 374.39 | 13.75 |
| 4s | 361.05 | 12.87 | 455.79 | 1.76527 | 463.06 | 366.17 | 13.71 |
| 4 | 361.53 | 12.87 | 456.83 | 1.76816 | 459.59 | 366.67 | 13.71 |
| 5 | 363.61 | 13.20 | 457.98 | 1.76832 | 458,06 | 365.69 | 13.54 |
| 5s | 363.58 | 13.20 | 457.92 | 1.76816 | 459.59 | 365.67 | 13.54 |

2.3 Perancangan sudu rotor

Gambar 4 menunjukkan diagram alir desain aerodinamis sudu rotor kompresor sentrifugal. Segitiga kecepatan memainkan peran penting dalam desain geometris, terutama dalam menentukan sudut sudu kompresor. Berdasarkan Gambar 3, segitiga kecepatan terdapat pada sisi masuk dan sisi keluar sudu kompresor



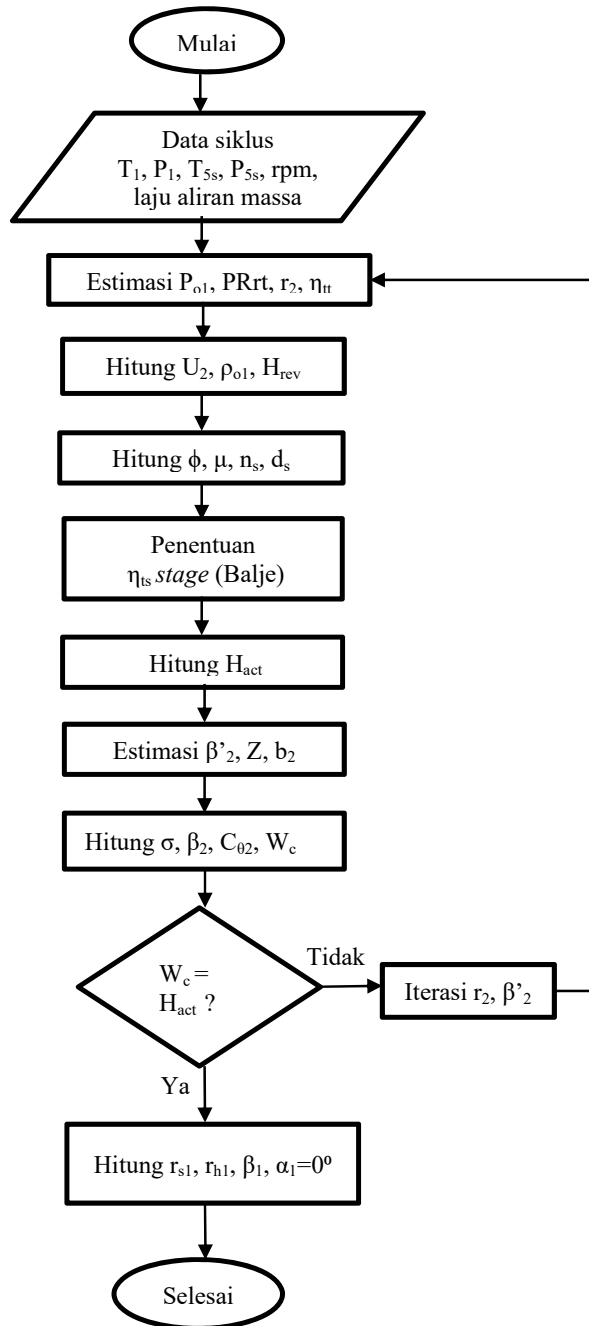
Gambar 3. Segitiga kecepatan untuk rotor compressor dari sisi masuk dan keluar

Di mana:

- C = kecepatan absolut
- W = kecepatan relatif
- U = kecepatan keliling rotor
- α = derajat aliran
- β = derajat rotor

Iterasi awal mengasumsikan, untuk nilai pertama tekanan total pada sisi masuk sudu (p_{01}), rasio tekanan total pada saluran masuk dan keluar sudu (PRrt), jari-jari sudu (r_2), dan efisiensi total terhadap total (η_{tt}) sudu. Setelah melalui proses iterasi diperoleh tekanan total pada inlet sebesar 7,86 MPa, rasio tekanan total (PRrt) pada sudu bergerak sebesar 1,75, dan radius r_2 yang digunakan sebesar 0,027 m. Efisiensi total terhadap total (η_{tt}) sudu-sudu yang bergerak diasumsikan sebesar 80%. Dengan menggunakan REFPROP dapat ditentukan entalpi total pada

inlet (h_{01}) dan entalpi total pada kondisi isentropik pada outlet.



Gambar 4. Alur desain dan simulasi

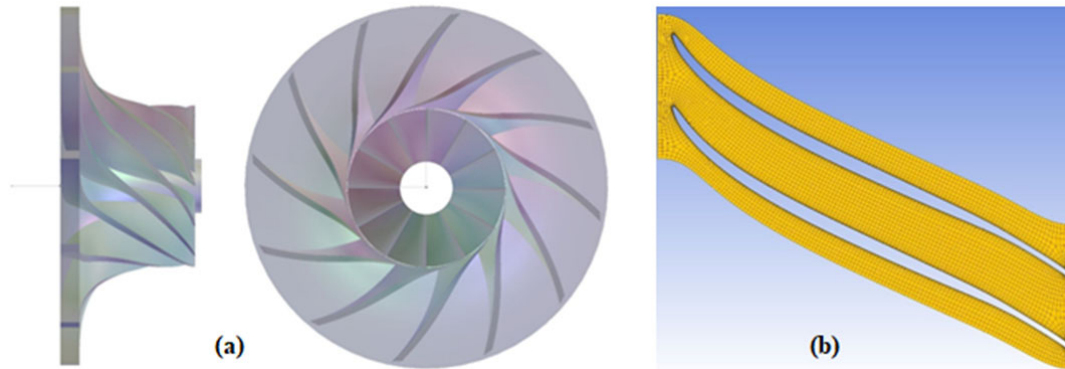
2.4 Pemodelan dan Pra-simulasi

Bladegen *Ansys* digunakan untuk membuat geometri bilah gerak kompresor. *Ansys* Turbogrid digunakan untuk melakukan penyambungan baling-baling pemandu. Geometri yang dibuat oleh Bladegen dapat dihubungkan langsung ke Turbogrid di *Ansys* Workbench. Jaringan yang dihasilkan berbentuk heksahedral, dengan konsentrasi jaringan yang lebih padat terbentuk di sekitar bilah yang berputar. Bentuk bilah kompresor dibuat di Bladegen *Ansys*. Gambar 5a menggambarkan tabel parameter input 4 serta gambar rotor. Sedangkan Turbogrid digunakan

untuk membuat mesh. Jaring yang dihasilkan adalah heksahedral, dan Gambar 5b mengilustrasikan hasil penyatuan bilah kompresor pada node dan elemen dengan masing-masing 116750 dan 103707.

Tabel 1. Parameter geometri dari kompresor sentripugal

| No. | Parameter | Nilai | Satuan |
|-----|--|--------|----------|
| 1 | Banyak sudu (N_R) | 12 | - |
| 2 | Panjang axial (ΔZ) | 0.0200 | m |
| 3 | Jari-jari rotor (r_2) | 0.0270 | m |
| 4 | Tebal masukan (b_2) | 0.0028 | m |
| 5 | Sudut sudu masukan (β_1) | 69 | $^\circ$ |
| 6 | Ketebalan rotor masukan (t_{b1}) | 0.0006 | m |
| 7 | Jari-jari hub keluaran (r_{h1}) | 0.0040 | m |
| 8 | Jari-jari shroud keluaran (r_{s1}) | 0.0120 | m |
| 9 | Sudut rotor shroud (β'_2) | 35 | $^\circ$ |
| 10 | Tebal rotor keluaran (t_{b5}) | 0.0010 | m |

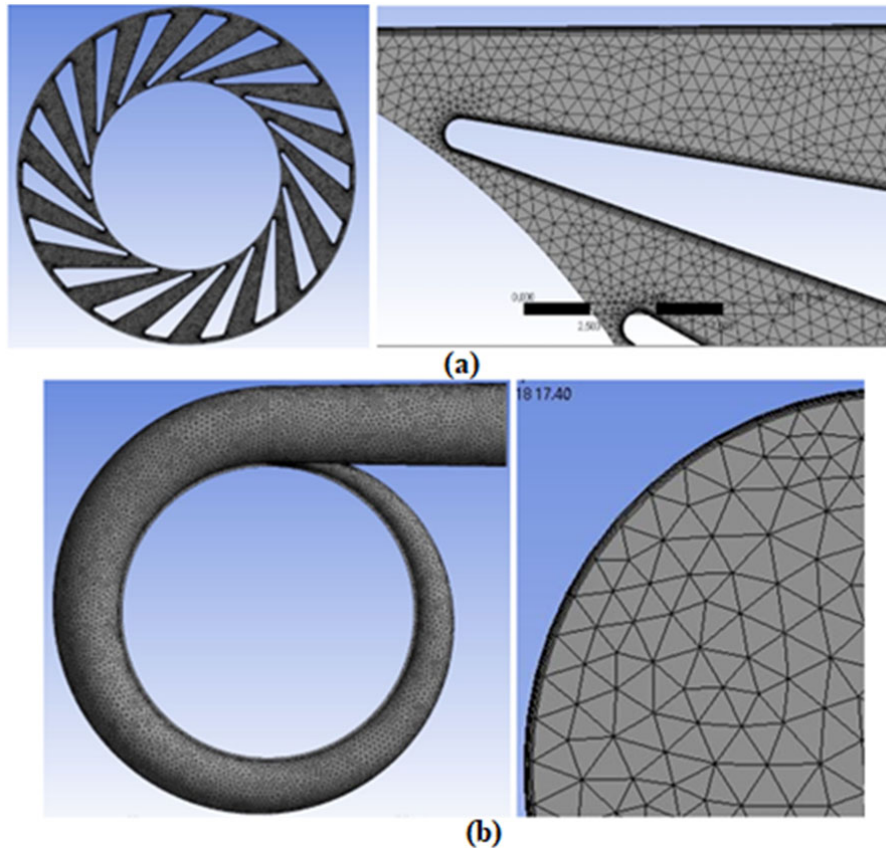


Gambar 5. Kompresor sentrifugal: a) rotor, b) mesh sudu ke sudu

Solidworks digunakan untuk mendesain stator, volute, dan diffuser menggunakan data yang dihitung. *Ansys Meshing* digunakan untuk membuat mesh (ICEM CFD). Gambar 8 menggambarkan temuan meshing untuk stator, volute, dan diffuser. Tabel 6, sebaliknya, menampilkan jumlah mesh yang tepat, kemiringan, dan kualitas ortogonal dari volute dan diffuser. Tabel 2 menunjukkan nilai rata-rata skewness volute dan diffuser masing-masing sebesar 0,23 dan 0,26. Oleh karena itu, untuk volute dan diffuser memiliki nilai ortogonal masing-masing sebesar 0,85 dan 0,86. Kedua nilai tersebut menunjukkan bahwa nilai mesh berada pada kategori sangat baik dan siap digunakan dalam simulasi [20].

Tabel 1. Kualitas hasil mesh

| | Skewness | | | Orthogonal Quality | | | Elements | nodes |
|----------|----------|------|------|--------------------|------|------|----------|--------|
| | Min. | Max. | Ave. | Min. | Max. | Ave. | | |
| Volute | 0.00003 | 0.96 | 0.23 | 0.05 | 1 | 0.85 | 337181 | 103358 |
| Diffuser | 0.00005 | 0.83 | 0.26 | 0.24 | 1 | 0.86 | 803475 | 275805 |



Gambar 6. Geometri dan mesh dari compressor sentripugal: a) rotor, b) volute

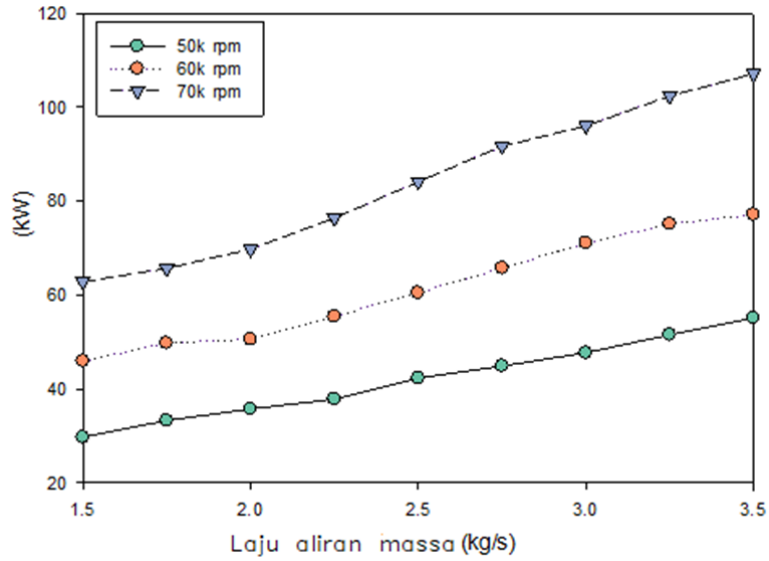
3. Hasil dan Pembahasan

SubBab ini akan membahas temuan simulasi kinerja kompresor sentrifugal yang memanfaatkan S-CO₂ pada kecepatan putaran berkisar antara 50.000 hingga 70.000 rpm dan laju aliran massa berkisar antara 1,5 hingga 3,5 kg/s. Parameter aliran seperti kontur kecepatan, kecepatan sudu ke sudu, dan pola aliran juga akan dibahas.

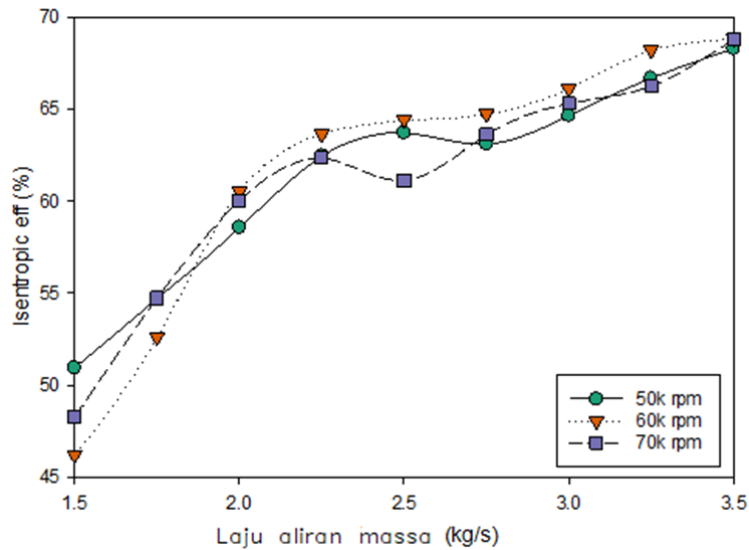
3.1 Hasil Unjuk Kerja

Gambar 7 merupakan kurva kenaikan daya terhadap laju aliran massa (1,5 – 3,5 kg/s) dengan selisih kecepatan putaran 50.000 hingga 70.000 rpm. Peningkatan tenaga tetap terjadi seiring kecepatan desain berada di angka 70.000 rpm. Putaran kurang dari 70.000 rpm, seperti 50.000 dan 60.000 rpm, menunjukkan tren yang sama yaitu daya cenderung meningkat pada laju aliran massa yang lebih tinggi. Daya maksimumnya sebesar 107,1 kW pada 70.000 RPM dengan laju aliran massa 3,5 kg/s, disusul kecepatan putaran pada 60.000 rpm dan 50.000 rpm masing-masing sebesar 77,2 kW dan 55,1 kW. Namun berdasarkan hasil simulasi CFD, daya yang dibutuhkan untuk kondisi kerja sesuai desain siklus termodinamika adalah 69,78 kW. Lebih tinggi dibandingkan daya kompresor pada cycle design yaitu sebesar 60,53 kW pada putaran 70.000 rpm dengan laju aliran massa 2 kg/s.

Gambar 8 menunjukkan karakteristik kinerja kompresor ditinjau dari laju aliran massa terhadap efisiensi isentropik dengan selisih kecepatan putaran (50.000 – 70.000 rpm). Seperti yang bisa kita lihat pada grafik itu. Seperti terlihat pada grafik, laju aliran massa hingga efisiensi isentropik yang dihasilkan kompresor juga meningkat. Pada laju aliran massa 3,5 kg/s dengan selisih kecepatan putar, efisiensinya cenderung sama yaitu sekitar 68%. Kecepatan putaran 60.000 rpm menghasilkan efisiensi tertinggi sebesar 68,83%, disusul kecepatan putaran 70.000 rpm dan 50.000 rpm dengan besaran masing-masing sebesar 68,78% dan 68,28%.

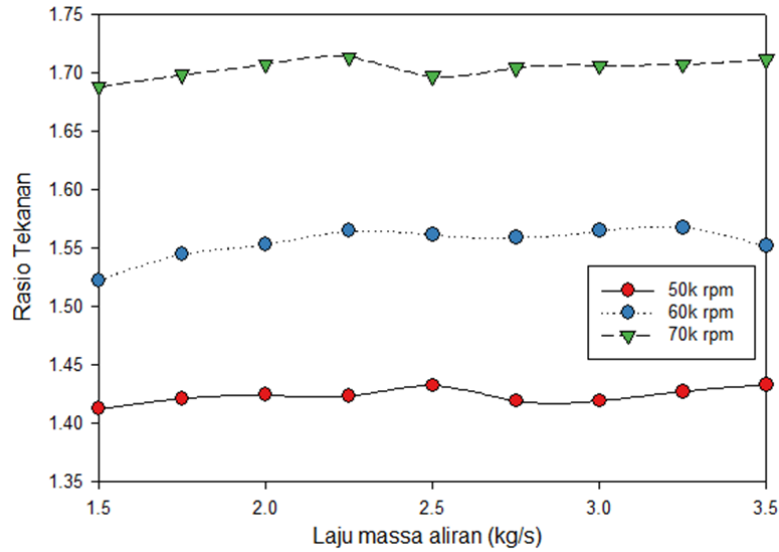


Gambar 7. Unjuk kerja dari perbedaan laju aliran massa terhadap kerja



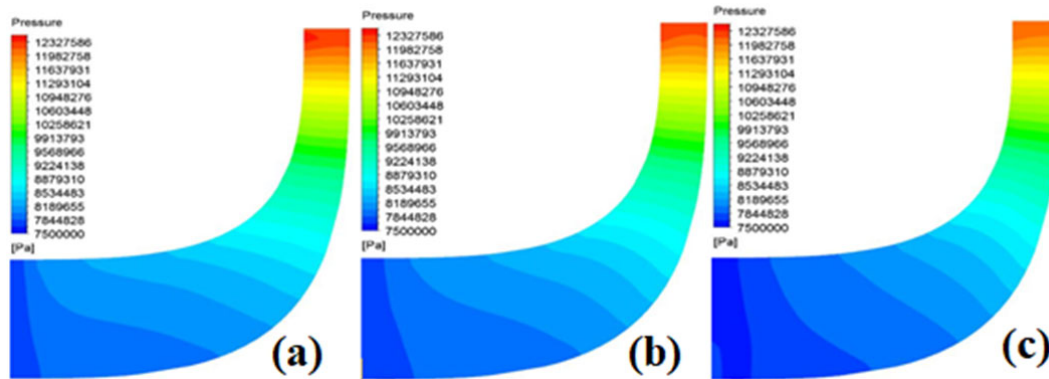
Gambar 8. Unjuk kerja dari perbedaan laju aliran massa terhadap efisiensi isentropik

Selanjutnya Gambar 9 menunjukkan karakteristik kinerja kompresor ditinjau dari rasio tekanan terhadap laju aliran massa dengan perbedaan kecepatan putaran. Terlihat dari ketiga kurva tersebut menunjukkan tren yang hampir sama dan tidak mengalami perubahan yang signifikan, meskipun secara detail terdapat perubahan angka untuk setiap perubahan laju aliran massa dan putaran mesin.



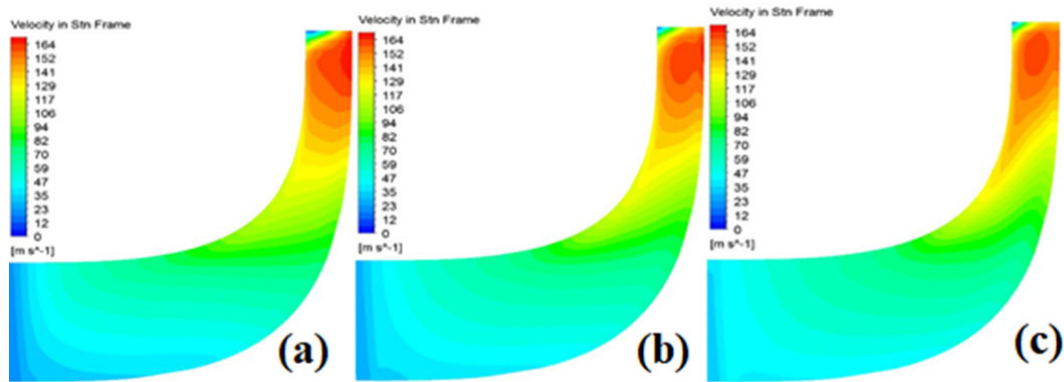
Gambar 9. Unjuk kerja dari perubahan laju massa aliran terhadap rasio tekanan

3.2 Analisis Pola Aliran



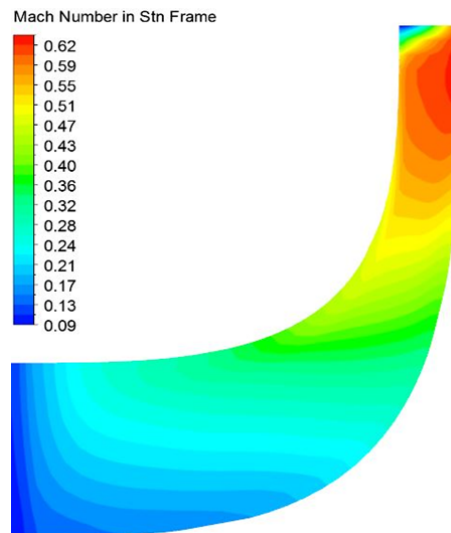
Gambar 10. Tekanan statik pada sudu gerak dengan perbedaan laju massa aliran: a) 2 kg/s, b) 2,5 kg/s, c) 3 kg/s

Pada Gambar 10 memperlihatkan kenaikan tekanan statik yang terjadi pada sudu gerak. Pada kompresor sentrifugal kenaikan tekanan cenderung terjadi pada arah radial. Bagian depan sudu gerak (*inducer*) berfungsi mengarahkan aliran ke arah radial. Berdasarkan hasil data simulasi CFD, efisiensi yang tinggi berada pada laju aliran massa di atas 3 kg/s. Dari Gambar 11 di atas dapat dilihat kecepatan aliran absolut yang terjadi dalam sudu gerak kompresor. Pada laju aliran massa 3 kg/s terlihat distribusi kecepatan dari sisi masuk kompresor hingga keluar lebih tinggi dari pada laju aliran massa 2 kg/s dan 2,5 kg/s dan Gambar 10 menunjukkan bahwa kenaikan tekanan statis pada kompresor relatif sama. Gambar 11 menunjukkan energi yang diberikan ke dalam fluida selain menaikkan tekanan statiknya, juga diserap dalam bentuk energi kinetik sehingga pada laju aliran massa 3 kg/s. Hal ini yang menyebabkan efisiensi pada laju aliran massa 3 kg/s (65,30%) lebih tinggi dari pada laju aliran massa 2 kg/s (60,03%) dan laju aliran massa 2,5 kg/s (61,11%).



Gambar 11. Kecepatan absolut pada sudu gerak kompressor dengan perbedaan laju massa aliran: a) 2 kg/s, b) 2,5 kg/s, c) 3 kg/s

Dengan alasan yang sama seperti pada turbin, kompresor pun diharapkan bekerja pada kondisi subsonik. Kecepatan tertinggi pada kompresor sentrifugal biasanya terjadi pada sisi keluar sudu gerak karena memiliki kecepatan putaran tertinggi (kecepatan putaran merupakan fungsi dari jari-jari untuk putaran yang sama). Pada *diffuser* dan rumah spiral kecepatan relatif lebih rendah dibandingkan pada sisi keluar sudu gerak karena *diffuser* dan rumah spiral didesain untuk menaikkan tekanan statik aliran dengan cara menurunkan kecepatan aliran fluida. Pada Gambar 12 di bawah menunjukkan bahwa kompresor masih dalam kondisi subsonik. Bilangan Mach tertinggi berada di sekitar sisi keluar sudu gerak kompresor, yaitu sekitar 0,62.



Gambar 12. Kontur bilangan Mach pada sudu gerak kompressor

4. Kesimpulan

Berdasarkan hasil desain dan simulasi pada bab-bab sebelumnya, maka dapat diambil beberapa kesimpulan sebagai berikut:

Berdasarkan hasil simulasi CFD, hasil unjuk kerja menunjukkan semakin besar laju aliran massa dan semakin tinggi rpm pada kompresor, semakin besar pula daya yang dihasilkan.

1. Dalam hal ini laju aliran massa sebesar 3,5 kg/s dan pada 70.000 rpm menghasilkan daya sebesar 105 kW.
2. Begitu pula efisiensi yang dihasilkan oleh kompresor sentrifugal menunjukkan tren yang sama. Dimana efisiensi tertinggi didapat dari laju aliran massa terbesar (3,5 kg/s) dan putaran kompresor sebesar 60.000 rpm, yaitu sebesar 68%.

3. Akan tetapi dalam kaji ini, pemenuhan daya kompresor yang dibutuhkan dibatasi hingga 60 kW, sehingga daya kompresor yang dibutuhkan berada pada 69,9 kW dengan efisiensi 60.03% berada pada laju aliran massa sebesar 2,5 kg/s.
4. Dari hasil desain dan simulasi yang telah dilakukan, diharapkan kelanjutan dari penelitian ini adalah melakukan pengembangan agar tercapai efisiensi yang lebih maksimal terutama pada desain kompresor. Dalam desain, sebaiknya memperhatikan laju aliran massa yang akan digunakan karena akan mempengaruhi dimensi *turbomachinery*.

5. Daftar Pustaka

- [1] Badan Pusat Statistik. 2015. “Tipologi Wilayah Hasil Pendataan Potensi Desa (PODES) 2014.” BPS.
- [2] Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi. 2017. “Outlook Energi Indonesia 2017: Inisiatif Pengembangan Teknologi Bersih.” BPPT.
- [3] A. Hermanto, D.I. Permana, D. Rusirawan, T. Shantika, “*Investigation of Very Low Micro-Hydro Turbine: Design, Simulation and Prototype Experimental*”, 2023, International Journal of Heat and Technology, 2023, <https://doi.org/10.18280/ijht.410206>
- [4] M. Ridwan, D.M. Rifqi, M.P.N. Sirodz, M.R. Sururi, “Perencanaan Sistem Penampungan Mata Air dan Sistem Pemompaan Transmisi Air Bersih di Komplek Pesantren Bayt Al-Quds Soreang”, 2022, Jurnal Rekayasa Energi dan Mekanika,
- [5] M. Syamsuddin, A. Attamimi, A. Nugraha, S. Gibran, A. Afifah, and N. Oriana, “*OTEC Potential in the Indonesian Seas*”, 2015, *Energy Procedia*, 65, pp.215-222.
- [6] R. Adiputra, T. Utsunomiya, J. Koto, T. Yasunaga, dan Y. Ikegami, “*Preliminary design of a 100 MW-net ocean thermal energy conversion (OTEC) power plant study case: Mentawai Island, Indonesia*”, Journal of Marine Science and Technology, 25(1), pp.48-68.
- [7] D. Permana, D. Rusirawan, dan I. Farkas, “*A bibliometric analysis of the application of solar energy to the organic Rankine cycle*”, 2022, *Heliyon*, 8(4), p.e09220.
- [8] D. Permana, D. Rusirawan, dan I. Farkas, 2023, “*The theoretical approach of the solar organic Rankine cycle integrated with phase change material for the Hungarian region*”, 2023, *Energy Science and Engineering*
- [9] Erdiansyah, T. Kristyadi, D.I. Permana, “Solar energy utilization in desalination power plan”, 2023, *Jurnal Terapan Teknik Mesin*, 4(1)
- [10] D. Permana, D. Rusirawan, dan I. Farkas, “*Waste heat recovery of tura geothermal excess steam using organic Rankine cycle*”, 2021, International Journal of Thermodynamics, 24(4), pp.32-40.
- [11] T. Kristyadi, D.I. Permana, M.P.N. Sirodz, E. Saefudin, dan I. Farkas, “Performance and Emission of Diesel Engine Fuelled by Commercial Bio-Diesel Fuels in Indonesia”, 2022, *Acta Technologica Agriculturae*, 25 (4).
- [12] K.F.A. Sukra, D.I. Permana, W. Adriansyah, “*Modelling and Simulation of Existing Geothermal Power Plant: A Case Study of Darajat Geothermal Power Plant*”, 2023, International Journal of Thermodynamics,
- [13] D. Permana, D. Rusirawan, dan I. Farkas, “*Thermoeconomic Analysis of Organic Rankine Cycle From Napier Grass Biomass*”, 2023, *Acta Technologica Agriculturae*
- [14] G. Gunawan, D.I. Permana, dan P. Sutikno, “*Design and numerical simulation of radial inflow turbine of the regenerative Brayton cycle using supercritical carbon dioxide*”, 2023, *Result in Engineering*
- [15] Sarkar, J., 2009. “*Second law analysis of supercritical CO2 recompression Brayton cycle*” 2009, *Energy*, 34(9), pp.1172-1178.
- [16] Porteiro, J., D. Patiño, J. Collazo, E. Granada, J. Moran, and J.L. Miguez., 2010. Experimental analysis of the ignition front propagation of several biomass fuels in a fixed-bed combustor. *Fuel* 89 (1): 26–35.
- [17] NIST REFPROP 9. Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties, Standard Reference Database. 23 NIST, 2008.
- [18] Dixon, S. L., dan C. A. Hall. 2010. *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*. 6th ed. Boston: Butterworth-Heinemann

- [19] Balje, O. E. 1981. *Turbomachines, A Guide to Design, Selection and Theory*. New York: Wiley.
- [20] ANSYS, Inc. 2013. *ANSYS CFX-Solver Theory Guide*, 15317, pp.724–7.