STUDI KOMPARASI KINERJA KOMPRESOR *SCROLL* DAN *ROTARY VANE* SEBAGAI KANDIDAT *EXPANDER* PADA SISTEM *ORGANIC RANKINE CYCLE* (ORC)

Fadhil Maulana Zaki[1], Muhammad Arya Fathurusyi Kadir[1], Angga Charismawan Dyaksa[1], Yohanes Gunawan[1*].

[1]Teknik Mesin Kilang, Politeknik Energi dan Mineral (PEM) Akamigas, Jl. Gajah Mada No. 38, Cepu, Blora, 58315

**E-mail:* yohanes.gunawan@esdm.go.id

ABSTRAK

Pemanfaatan energi panas bumi bersuhu rendah atau sumber panas buang berpotensi dikembangkan sebagai pembangkit listrik skala kecil melalui teknologi *organic rankine cycle* (ORC). Namun, ketersediaan komponen *expander* komersial skala kecil di pasar masih sangat terbatas dan harganya relatif mahal, sehingga modifikasi kompresor AC komersial menjadi solusi alternatif yang ekonomis. Penelitian ini bertujuan untuk membandingkan kinerja kompresor tipe *scroll* dan *rotary vane* yang dimodifikasi menjadi kandidat *expander* pada sistem ORC. Modifikasi dilakukan dengan membalik arah aliran fluida pada kedua kompresor, sehingga motor bawaannya dapat difungsikan secara langsung sebagai generator. Pada penelitian ini, simulasi pengujian untuk fluida bertekanan menggunakan udara bertekanan dari kompresor eksternal sebagai sumber energi *input expander* modifikasi. Pengujian dilakukan pada variasi tekanan udara 6, 8, dan 10 barg dengan parameter tekanan masuk, temperatur, laju aliran udara, tegangan keluaran, serta kemampuan menyalakan beban lampu pijar (100 W, 220–240 V) sebagai indikator keberhasilan modifikasi kompresor menjadi *expander*. Untuk memfungsikan motor induksi bawaan kompresor sebagai generator, sebuah kapasitor 45 µF diintegrasikan sebagai pemantik eksitasi awal. Hasil pengujian menunjukkan bahwa kompresor *scroll* lebih efektif digunakan sebagai kandidat expander untuk sistem ORC dibandingkan dengan rotary *vane*. Pada tekanan 10 barg, *scroll expander* menghasilkan tegangan 228,7 V dan mampu menyalakan lampu pijar secara stabil, sedangkan expander *jenis rotary vane* menghasilkan tegangan sekitar 0,6 V dan belum mampu menyalakan lampu pijar. Secara keseluruhan, peningkatan tekanan udara masuk *expander* modifikasi terbukti berbanding lurus dengan peningkatan tegangan keluaran pada *scroll expander*, di mana putaran poros mekanis yang dihasilkan memadai untuk memicu sistem eksitasi kapasitor dalam membangkitkan daya elektrik yang stabil. Keberhasilan pengujian membuktikan bahwa kompresor *scroll* hasil modifikasi prospektif untuk diintegrasikan dalam pembangunan prototipe sistem ORC pada penelitian lanjutan.

Kata kunci: *Scroll expander*, *rotary vane*, udara bertekanan, eksitasi Kapasitor, ORC.

1. PENDAHULUAN

Kebutuhan energi yang terus meningkat mendorong berbagai upaya pemanfaatan energi secara lebih efisien, salah satunya melalui konservasi dengan memanfaatkan kembali energi sisa (*waste energy*). Dalam hampir setiap proses operasional industri, pelepasan *waste energy* ke lingkungan merupakan hal yang tidak dapat dihindari. Sebagai contoh, di dalam industri minyak dan gas (migas), gas buang (*flue gas*) dari boiler maupun gas suar bakar (*flare gas*) masih menyimpan potensi energi panas yang signifikan. Fakta tersebut membuktikan besarnya peluang yang tersedia, sekaligus menegaskan perlunya upaya strategis agar pemanfaatan *waste energy* yang selama ini terbuang secara optimal dapat dimaksimalkan [1]. Terkait langkah-langkah efisiensi energi, pemulihan panas limbah industri menunjukkan rasio profitabilitas yang lebih tinggi dibandingkan dengan penerapan energi terbarukan atau penggunaan teknologi untuk pengurangan konsumsi energi [7]

Salah satu pendekatan teknologi yang andal untuk mengonversi waste energy tersebut adalah sistem siklus organik Rankine (ORC). Teknologi ORC menjadi salah satu solusi utama dalam pemanfaatan energi termal bersuhu rendah hingga menengah untuk diubah menjadi energi listrik. Sistem ORC dipilih dalam upaya konservasi energi ini karena memiliki keunggulan teknis, antara lain struktur yang relatif sederhana, tingkat getaran yang rendah, serta pengoperasian yang halus. Meskipun demikian, tantangan dalam implementasi sistem ini pada skala kecil masih memiliki kendala, salah satunya adalah biaya fabrikasi komponen expander khusus (*custom*) yang masih sangat tinggi di pasaran [2]. Sejalan dengan program pemerintah terkait efisiensi proses dan konservasi energi, khususnya di industri kilang migas, penerapan teknologi ORC menjadi sangat relevan. Oleh karena itu, pengembangan prototipe sistem ORC pada skala institusi pendidikan, seperti di Politeknik Energi dan Mineral (PEM) Akamigas, merupakan langkah strategis. Pengembangan prototipe ini tidak hanya berfungsi sebagai sarana penelitian dan validasi teknologi, tetapi juga sebagai media edukasi terapan yang selaras dengan profil kompetensi di industri kilang.

Mengingat efisiensi termodinamika sistem-sistem ini umumnya hanya berada pada kisaran 10%, hal ini menyiratkan bahwa setidaknya 2 MW panas harus dapat dipulihkan agar sistem tersebut layak diterapkan. Sumber panas bermutu rendah dengan besaran seperti ini yang tidak dapat dimanfaatkan untuk tujuan pemanasan dengan cara yang lebih hemat biaya tergolong relatif langka [3].

Visi jangka panjang dari penelitian ini adalah membangun prototipe sistem ORC secara mandiri. Sebagai langkah awal, ketersediaan dan keandalan *scroll expander* dan *rotary expander* perlu dipastikan, mengingat komponen ini harus bersifat modular dan kedap bocor (*no leakage*) selama beroperasi. Sebagai alternatif yang lebih ekonomis, modifikasi kompresor *air conditioner* (AC) bekas menjadi *scroll expander* dapat dilakukan dengan membalikkan arah aliran fluida pada komponen internalnya [4]. Pengembangan dan perancangan ulang komponen ekspander agar sesuai dengan keluaran daya rendah merupakan hal yang sangat penting bagi peningkatan lebih lanjut generator ORC ini. Secara khusus, pengurangan kerugian akibat kebocoran di dalam ekspander dan optimalisasi rasio ekspansi menjadi faktor krusial dalam mewujudkan generator ORC yang praktis [5]. Pendekatan *reverse engineering* ini memungkinkan motor induksi bawaan pada kompresor hermetik dapat difungsikan secara langsung sebagai generator. Langkah ini sekaligus memberikan nilai guna baru bagi komponen bekas menjadi peralatan uji yang fungsional.

Rentang daya yang dihasilkan oleh teknologi ekspander utama (berdasarkan analisis kinerja 67 mesin yang dilaporkan dalam literatur teknis). Ekspander tipe *screw expander* umumnya menghasilkan daya terbesar dengan tingkat efektivitas yang tinggi. Pada rentang daya 100 W hingga 10 kW, mesin tipe *scroll* menunjukkan kinerja terbaik. Ekspander tipe *piston* dan tipe *rotary vane* mencakup rentang daya yang sama, namun dengan kinerja yang lebih rendah. Ekspander *single-screw* menghasilkan daya yang lebih rendah dibandingkan dengan ekspander *twin-screw* serta memiliki efektivitas yang lebih rendah [6]. Evaluasi komparatif antara kedua tipe ini sangat penting untuk dikaji guna menentukan jenis kompresor mana yang lebih andal untuk dikembangkan sebagai *expander* sederhana pada aplikasi pemanfaatan energi sisa skala kecil. Berdasarkan latar belakang tersebut, penelitian ini bertujuan untuk membandingkan performa kompresor *scroll* dan *rotary vane* hasil modifikasi dengan udara bertekanan sebagai studi kelayakan awal untuk kandidat *expander* pada sistem ORC.

2. METODE PENELITIAN

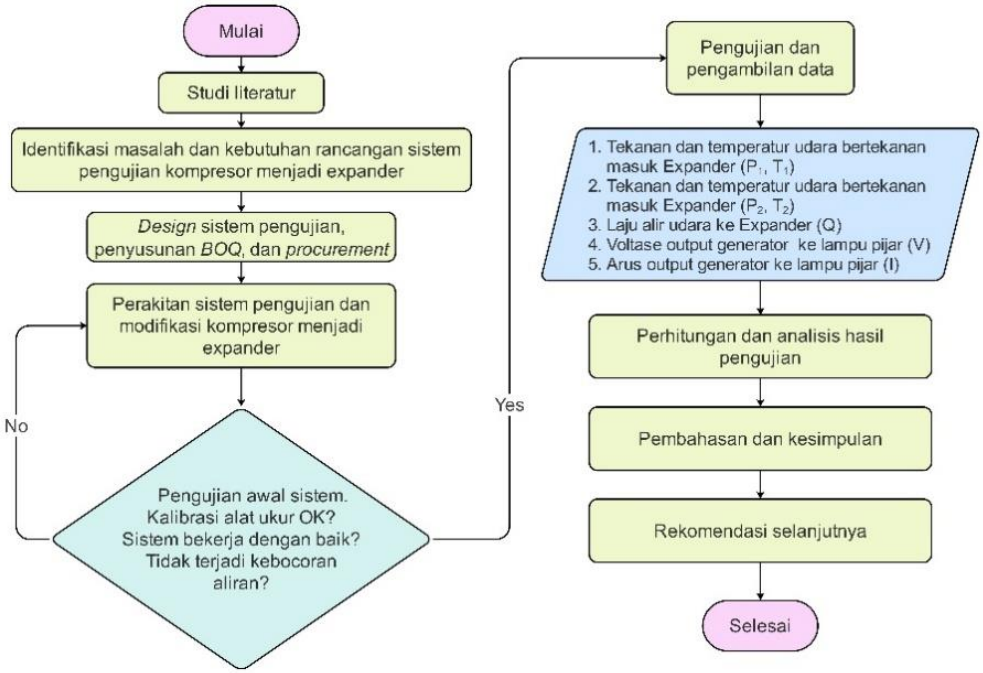
A. Desain Eksperimen dan Setup Pengujian

Penelitian ini menggunakan metode eksperimental yang dilaksanakan melalui serangkaian tahapan yang sistematis. Alur kerja penelitian secara keseluruhan divisualisasikan dalam diagram alir pada gambar 1. Tahapan diawali dengan studi literatur untuk mengumpulkan referensi terkait sistem *organic rankine cycle* (ORC), prinsip kerja expander, serta metode modifikasi kompresor AC. Berdasarkan kajian pustaka tersebut, dilakukan identifikasi masalah dan penentuan kebutuhan rancangan teknis untuk sistem pengujian yang akan dibangun.

Tahap selanjutnya adalah perancangan sistem pengujian, yang diikuti dengan penyusunan *bill of quantities* (BOQ) serta proses pengadaan (*procurement*) komponen utama dan instrumen pengukuran. Setelah seluruh komponen tersedia, dilakukan perakitan test bed sekaligus modifikasi mekanis pada kompresor *scroll* dan *rotary vane* agar fungsi utamanya dapat diubah menjadi expander. Sebelum proses pengambilan data, sistem harus melalui tahap uji coba awal (*commissioning*). Pada tahap evaluasi ini, dipastikan bahwa seluruh alat ukur telah terkalibrasi dengan baik, sistem mekanis beroperasi lancar, dan tidak terdapat kebocoran udara bertekanan pada jalur instalasi perpipaan. Apabila sistem telah terverifikasi aman dan beroperasi secara optimal, penelitian dilanjutkan ke tahap pengujian aktual. Proses pengujian dan pengambilan data berfokus pada perekaman parameter operasional yang selanjutnya diolah pada tahap analisis perhitungan untuk menyimpulkan tipe kompresor yang paling efektif.

Objek modifikasi pada penelitian ini menggunakan dua unit kompresor pendingin hermetik, yaitu kompresor tipe scroll (tipe ZR22KE-PFJ-522) dan tipe rotary vane (tipe Tosot QX-34F05gA). Sumber udara bertekanan disuplai oleh kompresor eksternal merek Shark dengan tekanan hingga 15 bar. Rangka dudukan prototipe difabrikasi menggunakan material besi hollow, sedangkan jalur distribusi aliran fluida menggunakan pipa tembaga yang diinsulasi, dilengkapi dengan globe valve, injektor udara, pressure gauge, termometer, dan flow meter.

Untuk memicu fenomena eksitasi pada motor induksi bawaan agar dapat berfungsi secara mandiri sebagai generator (fenomena *self-excited induction generator*), sistem diintegrasikan dengan sebuah kapasitor $45\mu F$, seperti dapat dilihat pada gambar 3. Parameter kelistrikan diukur menggunakan multimeter digital, sedangkan indikator visual keberhasilan konversi energi dipresentasikan melalui kemampuan daya luaran untuk menyalakan beban lampu pijar (100 W, 220–240 V). Rancangan prototipe dan visualisasi *test bed* aktual disajikan pada Gambar 4.

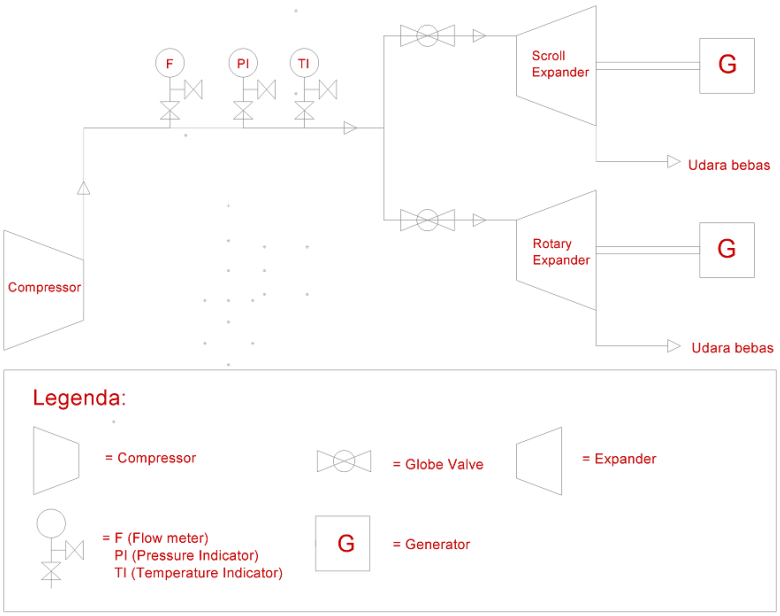


Gambar 1. *Flowchart* modifikasi kompresor *scroll* dan *rotary vane* menjadi *expander*.

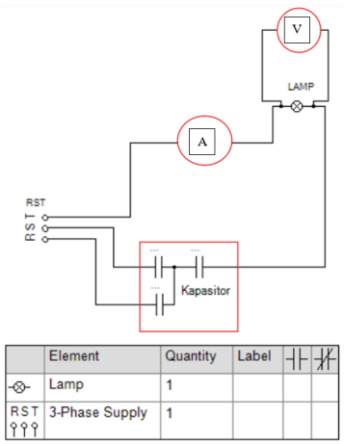
B. Prosedur Pengujian

Prinsip kerja prototipe dimulai dengan mengoperasikan kompresor Shark berkapasitas 15 bar, kemudian mengalirkan udara bertekanan dari kompresor eksternal tersebut menuju injektor hasil rancangan, lalu dialirkan ke ruang ekspansi masing-masing kompresor yang telah dimodifikasi. Tekanan udara yang masuk akan mendorong *orbiting scroll* pada unit *scroll* dan menekan bilah rotor pada unit *rotary vane*, sehingga mengonversi energi tekanan mekanis menjadi putaran pada poros utama. Putaran mekanis poros tersebut memutar rotor pada motor bawaan yang telah difungsikan sebagai generator. Suhu sumber panas divariasikan dalam rentang 75–95 °C, sedangkan suhu pembuangan panas (*cold sink*) berkisar antara 20 °C hingga 33 °C. Tekanan maksimum uap R245fa bervariasi dari 6 hingga 10 bar. Dalam rentang operasi ini, hasil terbaik yang diperoleh adalah: daya listrik sebesar 1,2 kW, kerja spesifik sekitar 20 kJ/kg, dan efisiensi siklus sedikit di atas 9 persen [8].

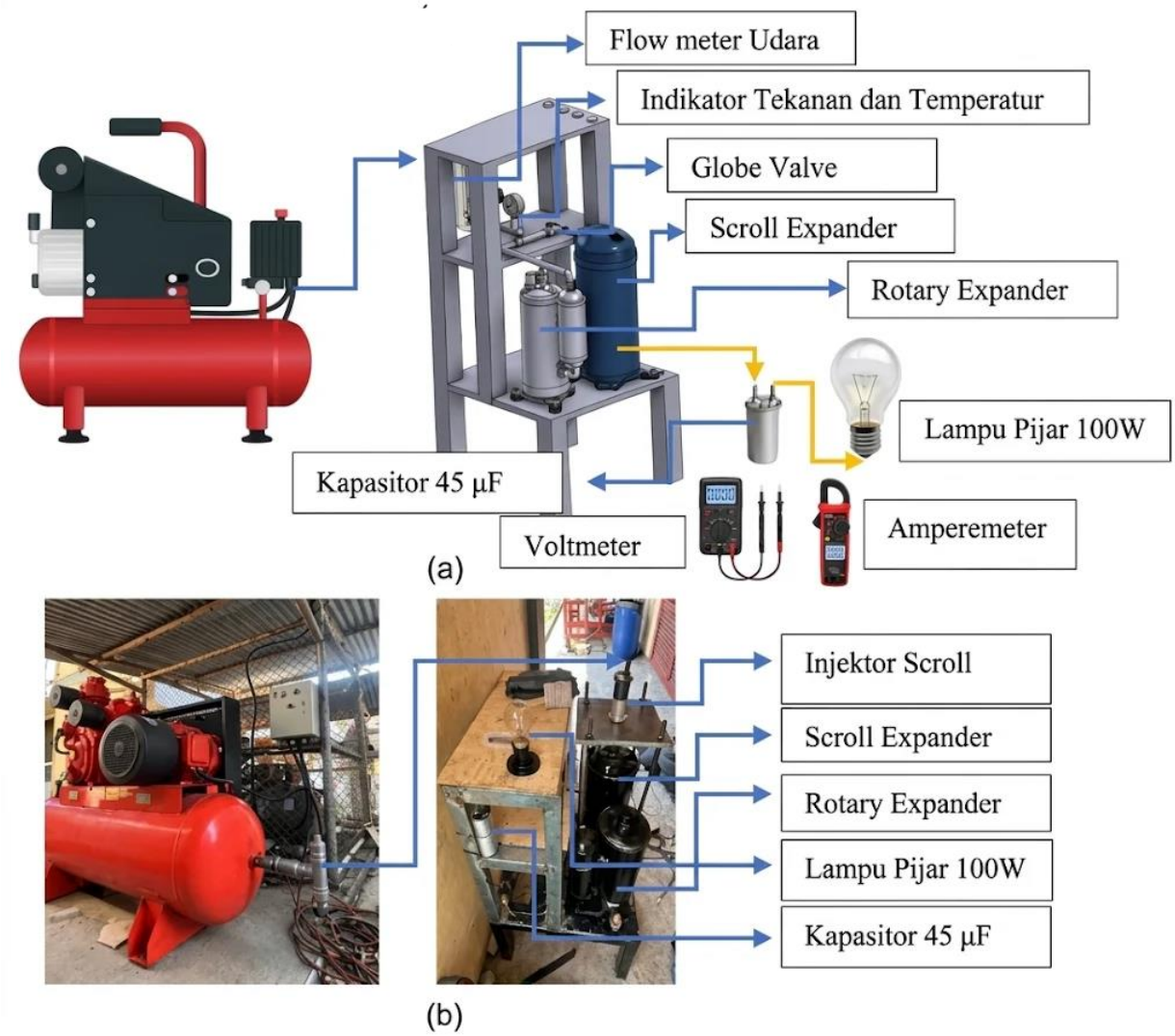
Pengujian dilakukan secara bergantian pada masing-masing tipe *expander* dengan memberikan tiga variasi tekanan udara masuk, yaitu 7, 9, dan 11 bar abs atau pada nilai yang sama seperti penelitian sebelumnya pada tekanan 6 hingga 10 barg. Selama proses pengujian berlangsung, pengambilan data mencakup parameter tekanan masuk (P_1), temperatur (T_1), laju aliran udara (Q), dan tegangan listrik keluaran (V), dimana flow diagram pengujian dapat dilihat pada gambar 2. Pada saat yang sama, pengamatan kualitatif dilakukan terhadap kestabilan nyala lampu pijar yang terhubung ke sistem.



Gambar 2. Flow diagram proses kerja sistem



Gambar 3. Wiring diagram proses kerja sistem



Gambar 4. Prototipe sistem pengujian modifikasi kompresor menjadi *expander*: (a) Rancangan 3D CAD dan skema instalasi alat ukur, (b) Bentuk fisik aktual *test bed* dan kompresor modifikasi di lapangan.

C. Analisis Termodinamika

Kinerja termodinamika *expander* dihitung berdasarkan prinsip konservasi energi, secara spesifik melalui selisih entalpi fluida udara saat masuk dan keluar dari sistem ekspansi. Laju aliran massa dan kerja aktual *expander* dihitung menggunakan Persamaan (1) dan (2). Penentuan nilai densitas dan entalpi udara pada kondisi pengujian dilakukan menggunakan perangkat lunak REFPROP [10].

$$m = \rho \times Q \tag{1}$$

$$W_{exp} = m(h_1 - h_2) \tag{2}$$

$$W_{exp} = m(h_1 - h_{2s}) \tag{3}$$

dengan m adalah laju aliran massa fluida (kg/s), ρ adalah densitas udara masuk (kg/m³), Q adalah laju aliran volume dari *flow meter* (m³/s), serta h_1 dan h_2 secara berurutan merupakan entalpi spesifik udara saat masuk dan keluar *expander* (kJ/kg).

3. PEMBAHASAN

A. Laju Aliran dan Kerja Expander

Data hasil perhitungan laju aliran massa udara masuk pada masing-masing tipe *expander* dihitung menggunakan persamaan (1) dan disajikan pada tabel 1. Data tersebut menunjukkan tren penurunan laju aliran udara seiring dengan peningkatan tekanan operasional pada kedua tipe *expander*. Penurunan ini diperkirakan terjadi sebagai dampak penyempitan bukaan penampang aliran pada katup pengatur (*throttling*) untuk mengompensasi peningkatan tekanan sistem yang lebih tinggi.

Tabel 1. Data Tekanan, Temperatur, dan Flow Udara Masuk

Tipe Expander	Tekanan		Temperatur		Flow	Density	Laju Aliran Massa
	P1	P2	T1	T2	Q	r	m
	(bar abs)	(bar abs)	(C)	(C)	(m^3/s)	(kg/m^3)	kg/s
Scroll	7	1	34	30	0,001575	19,23	0,030287
Scroll	9	1	34,5	28	0,001181	24,979	0,0295
Scroll	11	1	35	27	0,000942	31,002	0,029204
Sliding Vane/Rotary	7	1	33,1	31	0,000950	16,45	0,015628
Sliding Vane/Rotary	9	1	33,5	30	0,000714	24,979	0,017835
Sliding Vane/Rotary	11	1	34	29	0,000572	31,002	0,017733

Berdasarkan data laju aliran massa udara pada tabel 1, kerja mekanis *expander* dihitung menggunakan persamaan (2), di mana tekanan keluaran (P2) pada tiap tipe expander menggunakan tekanan atmosfer sehingga memiliki besaran yang sama, dan hasilnya direkapitulasi pada tabel 2. Hasil perhitungan menunjukkan bahwa kerja *expander* tipe *scroll* mengalami peningkatan seiring dengan meningkatnya tekanan udara masuk, yakni dari 0,0333 kW pada tekanan 7 bar menjadi 0,0719 kW pada tekanan 11 bar. Sebaliknya, unjuk kerja pada *expander* tipe *rotary vane* justru menunjukkan tren lebih kecil seiring dengan kenaikan tekanan, turun dari 0,01 kW pada 7 bar menjadi 0,0343 kW pada 11 bar. Fenomena ini mengindikasikan bahwa mekanisme ruang ekspansi pada tipe *rotary vane* kurang efektif dalam memanfaatkan tekanan tambahan dari fluida yang masuk. Hal ini diduga kuat terjadi akibat meningkatnya kerugian gesekan mekanis pada bilah rotor (*friction loss*) atau tingginya kebocoran fluida internal (*blow-by*) saat beroperasi pada rentang tekanan yang lebih tinggi.

Tabel 2. Hasil Perhitungan Kerja Expander

Tipe Expander	Tekanan		Temperatur		Laju Aliran Massa	Entalpi Masuk	Entalpi Keluar	Kerja Expander
	P1	P2	T1	T2	m	h_1	h_2	W_{exp}
	(bar abs)	(bar abs)	(C)	(C)	kg/s	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kW)
Scroll	7	1	34	30	0.030287	432,06	429,32	0,0333
Scroll	9	1	34,5	28	0.0295	432,14	427,31	0,0576
Scroll	11	1	35	27	0.029204	432,23	426,3	0,0719
Sliding Vane/Rotary	7	1	33,1	31	0.015628	431,15	430,33	0,010
Sliding Vane/Rotary	9	1	33,5	30	0.017835	431,13	429,32	0,022

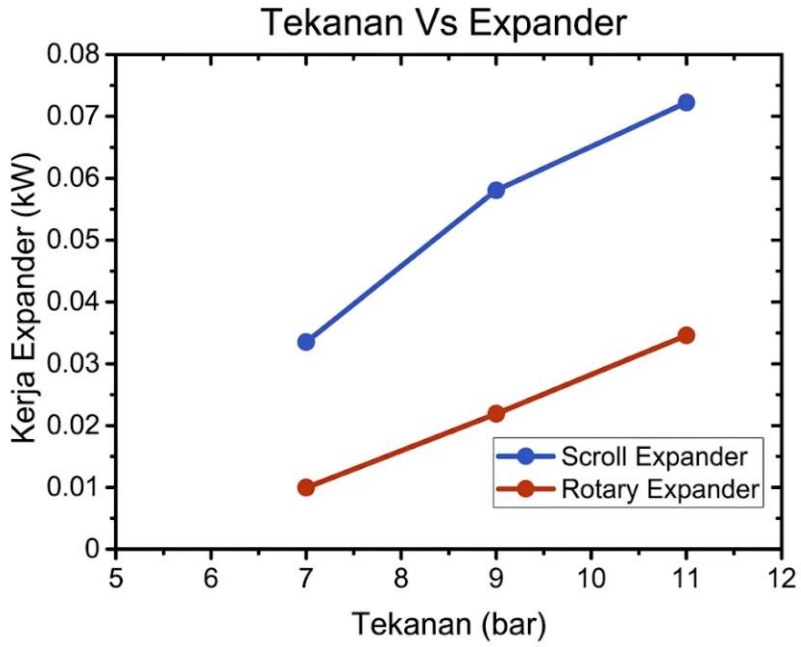
Tipe Expander	Tekanan		Temperatur		Laju Aliran Massa	Entalpi Masuk	Entalpi Keluar	Kerja Expander
	P1	P2	T1	T2	m	h_1	h_2	W_{exp}
	(bar abs)	(bar abs)	(C)	(C)	kg/s	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kW)
Sliding Vane/Rotary	11	1	34	29	0.017733	431,21	426,3	0,0343

Hasil perhitungan kerja expander secara isentropik (ideal) untuk tipe scroll dan sliding vane/rotary direkapitulasi pada tabel 3 menggunakan persamaan (3) dimana entalpi keluar sistem berdasarkan isentropik/ideal sehingga entalpi isentropik didapatkan pada entropi yang sama pada tekanan keluar. Berdasarkan data tersebut, secara teoretis kedua tipe expander memiliki potensi ekstraksi energi yang hampir setara, di mana pada tekanan 7 bar abs menghasilkan daya sekitar 1,56 kW hingga 1,57 kW, dan meningkat hingga 1,82 kW pada tekanan 11 bar abs. Namun, ketika dikomparasikan dengan data kerja aktual pada tabel 2, terdapat kesenjangan (gap) nilai yang sangat signifikan akibat adanya rugi-rugi mekanis dan termal pada kondisi riil. Sebagai contoh, pada tekanan maksimum 11 bar abs, tipe scroll hanya mampu menghasilkan daya aktual sebesar 0,0719 kW (dari potensi ideal 1,82 kW), sementara tipe rotary vane bahkan lebih rendah, yaitu hanya sebesar 0,0343 kW. Perbedaan efisiensi aktual yang mencolok ini mengonfirmasi bahwa mekanisme scroll jauh lebih efektif dalam meminimalkan kerugian gesekan mekanis (*friction loss*) dan kebocoran fluida internal (*blow-by*) dibandingkan dengan mekanisme rotary vane saat dioperasikan pada tekanan tinggi.

Tabel 3. Hasil Perhitungan Kerja Expander (isentropik)

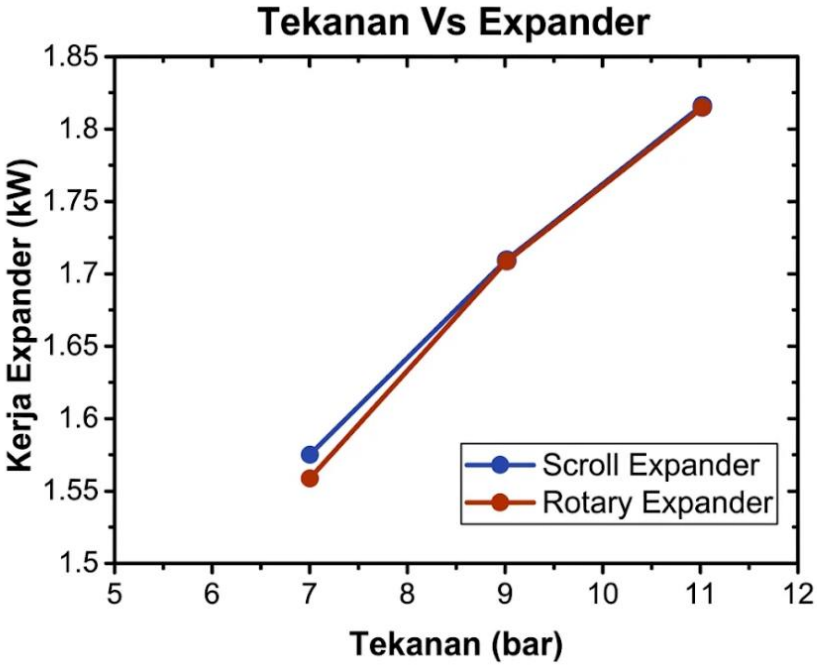
Tipe Expander	Tekanan		Temperatur	Laju Aliran Massa	Entalpi Masuk	Entalpi Keluar	Entalpi Keluar	Kerja Expander
	P1	P2	T1	m	h_1	h_{2s}	s_2	W_{exp}
	(bar abs)	(bar abs)	(C)	kg/s	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg.K)	(kW)
Scroll	7	1	34	0.030287	432,06	301,1	3,3519	1,57
Scroll	9	1	34,5	0.0295	432,14	288,93	3,2801	1,71
Scroll	11	1	35	0.029204	432,23	279,86	3,2229	1,82
Sliding Vane/Rotary	7	1	33,1	0.015628	431,15	300,58	3,3489	1,56
Sliding Vane/Rotary	9	1	33,5	0.017835	431,13	288,40	3,2768	1,71
Sliding Vane/Rotary	11	1	34	0.017733	431,21	279,33	3,2196	1,82

Visualisasi perbandingan kerja aktual *expander* disajikan secara grafik pada gambar 5. Berdasarkan grafik tersebut, terlihat jelas bahwa peningkatan tekanan udara berbanding lurus dengan kenaikan kerja aktual pada *scroll expander*. Sebaliknya, profil kerja pada tipe *rotary vane* cenderung lebih rendah seiring meningkatnya tekanan udara yang diinjeksikan. Secara keseluruhan, *scroll expander* terbukti jauh lebih unggul dan responsif karena mampu menghasilkan nilai kerja mekanis yang secara signifikan lebih tinggi dibandingkan dengan tipe *rotary vane* pada seluruh rentang pengujian.



Gambar 5. Grafik Tekanan vs kerja expander (aktual)

Pada gambar 6 menunjukkan bahwa peningkatan tekanan berbanding lurus dengan kenaikan kerja expander, di mana nilai kerja dari kedua jenis *expander* tersebut. *Scroll expander* (garis biru) dan *sliding vane/rotary expander* (garis oranye) meningkat secara signifikan dan linear dari sekitar 1,57 kW pada tekanan 7 bar hingga mencapai puncaknya di atas 1,82 kW pada tekanan 11 bar, dengan karakteristik performa yang hampir serupa dan hanya menunjukkan selisih keunggulan yang sangat tipis pada *scroll expander*.



Gambar 6. Grafik Tekanan vs kerja expander (ideal)

B. Pengaplikasian menggunakan Fluida *n-pentane*

Tabel 4 menunjukkan bahwa jika diasumsikan menggunakan fluida kerja n-pentane dan menggunakan data laju aliran aktual, dapat dilakukan perhitungan kerja expander dengan

mencari parameter temperatur dan densitas yang diperlukan untuk mencapai fasa uap pada fluida. Maka dari itu, dengan mencari temperatur minimal yang diperlukan pada tekanan 7, 9, dan 11 bar untuk bisa berubah fasa menjadi uap digunakan bantuan dari REFPROP. Dilihat pada gambar 7, pada tekanan 7 bar, temperatur minimal yang dibutuhkan untuk mengubah fasa liquid menjadi uap yaitu pada temperatur 380,8 K, dan pada 11 bar, pada temperatur 129,83 °C.

3: pentane: Specified state points

	Temperature (°C)	Pressure (bar)	Density (kg/m³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)
1	107.65	7.0000	19.230	471.46	1.2857
2	58.717	1.0000	2.7063	398.55	1.2857
3					
4	119.63	9.0000	32.011	427.31	1.1505
5	35.678	1.0000	2.9526	355.30	1.1505
6					
7	129.83	11.000	43.589	426.30	1.1345
8	35.678	1.0000	2.9939	350.36	1.1345
9					

Gambar 7. Properti *n-pentane* pada tiap tekanan uji

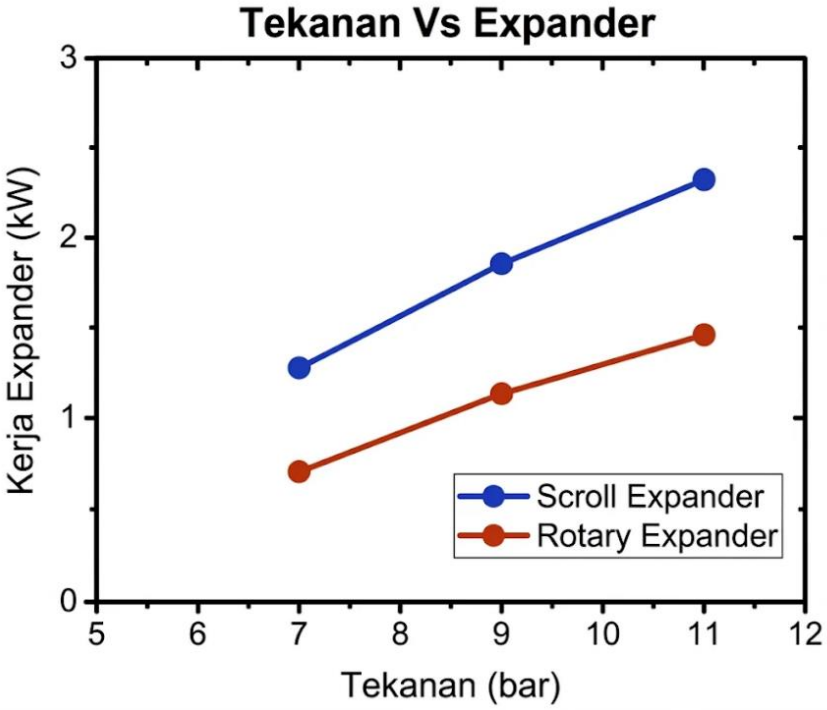
Setelah parameter temperatur saturasi dan densitas dari REFPROP diperoleh, perhitungan kerja expander secara isentropik dapat diselesaikan dengan mengacu pada variasi laju aliran aktual masing-masing alat, sebagaimana dirangkum pada tabel 4. Pada tipe *scroll expander* dengan laju aliran volumetrik sebesar 0,001575 m³/s di tingkat tekanan 7 bar, daya teoritis yang dihasilkan adalah sebesar 1,276 kW. Nilai kerja mekanis ini mengalami kenaikan hingga mencapai puncaknya sebesar 2,312 kW pada tekanan tertinggi 11 bar. Jika dikomparasikan dengan tipe *sliding vane/rotary*, tipe *scroll* secara konsisten menghasilkan performa daya yang jauh lebih tinggi pada setiap tingkatan tekanan. Sebagai contoh, pada tekanan 11 bar, tipe *sliding vane* hanya mampu mengekstrak daya sebesar 1,4042 kW, yang menunjukkan bahwa mekanisme internal *scroll expander* jauh lebih optimal dalam memanfaatkan entalpi fluida kerja *n-pentane*.

Tabel 4. Hasil Perhitungan Kerja Expander Fluida *n-pentane* (isentropik)

Tipe Expander	Tekanan		Temperatur	Laju Aliran Massa	Entalpi Masuk	Entalpi Keluar	Entropi Keluar	Kerja Expander
	P1	P2	T1	m	h_1	h_{2s}	s_2	W_{exo}
	(bar abs)	(bar abs)	(C)	kg/s	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg.K)	(kW)
Scroll	7	1	34	0,030287	471,46	429,32	1,2857	1,276
Scroll	9	1	34,5	0,0295	490,07	427,31	1,1505	1,851
Scroll	11	1	35	0,029204	505,49	426,3	1,1345	2,312
Sliding Vane/Rotary	7	1	33,1	0,015628	431,15	430,33	1,2857	0,642
Sliding Vane/Rotary	9	1	33,5	0,017835	431,13	429,32	1,1505	1,083
Sliding Vane/Rotary	11	1	34	0,017733	431,21	426,3	1,1345	1,404

Pada gambar 8, karakteristik performa kerja dari kedua jenis *expander* terhadap variasi tekanan operasi divisualisasikan secara komparatif. Berdasarkan tren grafik tersebut, terlihat

bahwa peningkatan tekanan fluida kerja *n-pentane* dari 7 bar hingga 11 bar berbanding lurus dengan kenaikan daya output (kW) yang dihasilkan oleh *scroll expander* maupun *rotary expander*. Pada seluruh rentang tekanan pengujian, *scroll expander* (garis biru) secara konsisten menunjukkan performa yang lebih baik dengan menghasilkan kerja mekanis mulai dari 1,276 kW hingga mencapai puncaknya sebesar 2,312 kW. Sementara itu, *rotary expander* (garis oranye) menghasilkan daya yang lebih rendah, yaitu berkisar antara 0,466 kW hingga 1,4042 kW. Fenomena ini membuktikan bahwa mekanisme ekspansi pada sistem tipe *scroll* jauh lebih efektif dalam mengekstrak energi entalpi dari uap *n-pentane* dibandingkan dengan mekanisme tipe *sliding vane* atau *rotary*.



Gambar 8. Grafik tekanan vs kerja *expander*

C. Perbandingan Performa Tegangan Keluaran

Metode pengujian dilakukan dengan mengukur tegangan dari sumber tegangan berupa *power supply DC 12 V dan arus listrik secara langsung menggunakan multimeter digital sebagai alat ukur yang* berfungsi sebagai voltmeter dan amperemeter [9]. Pengukuran tegangan listrik (*voltase*) keluaran dilakukan pada terminal beban untuk mengevaluasi efektivitas eksitasi generator. Hasil rekapitulasi pengujian disajikan pada Tabel 3. Data tersebut menunjukkan bahwa *scroll expander* mampu menghasilkan tegangan yang meningkat secara signifikan dan linier seiring dengan meningkatnya tekanan fluida masukan. Pada tekanan 6 barg, tegangan tercatat sebesar 137 V dan melonjak hingga 228,7 V pada tekanan 10 barg, yang ditandai dengan kemampuan menyalakan lampu pijar 100 W secara terang dan stabil. Sebaliknya, *expander* tipe *rotary vane* hanya mampu membangkitkan tegangan sangat rendah pada kisaran 0,4–0,6 V untuk seluruh variasi tekanan, sehingga gagal memicu eksitasi yang cukup untuk menyalakan lampu.

Tabel 5. Tegangan Keluaran dan Kondisi Nyala Lampu

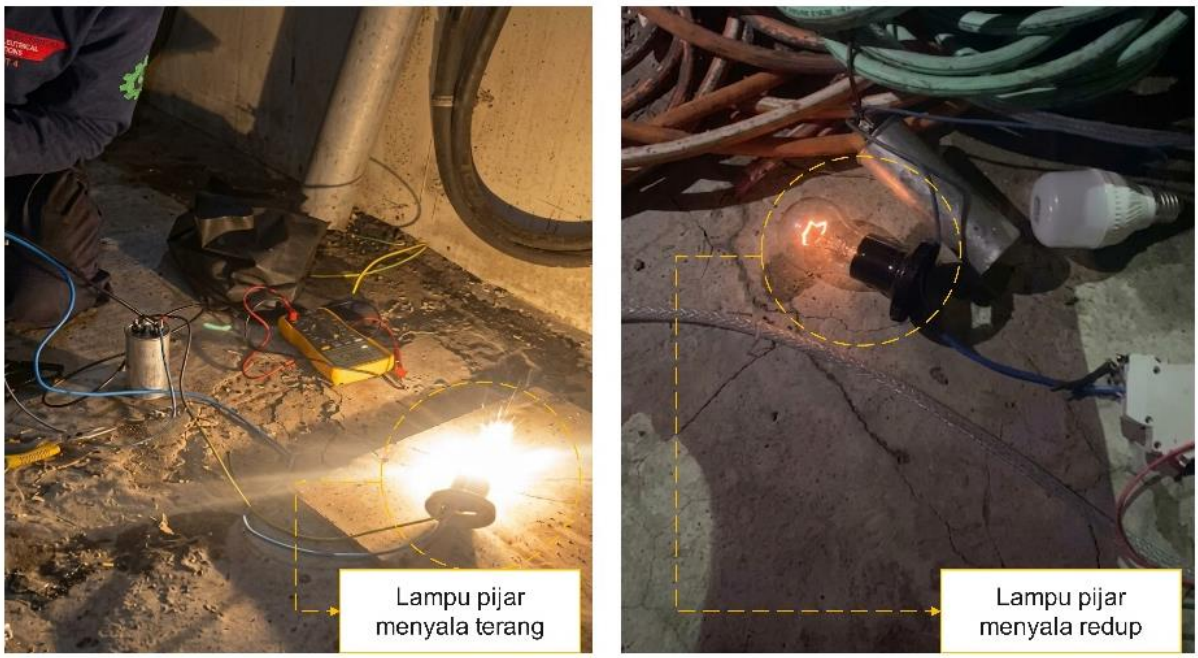
Tipe Expander	Tekanan Masuk (bar abs)	Tegangan (V)	Kondisi Lampu
Scroll	7	137	Menyala redup
Scroll	9	183	Menyala tidak stabil

Scroll	11	228,7	Menyala stabil
Sliding Vane/Rotary	7	0,4	Tidak menyala
Sliding Vane/Rotary	9	0,6	Tidak menyala
Sliding Vane/Rotary	11	0,6	Tidak menyala

Berdasarkan tabel 5, kondisi tegangan keluaran yang meningkat pada *scroll expander* sangat sejalan dengan hasil perhitungan kerja termodinamika aktual pada tabel 2. Karakteristik ruang ekspansi spiral pada tipe *scroll* terbukti sangat responsif dan minim rugi gesekan saat menerima tambahan beban tekanan. Sebaliknya, pada tipe *rotary vane*, gaya gesek sentrifugal pada bilah rotor diperkirakan telah melampaui ambang mekanisnya, sehingga penambahan tekanan udara injeksi tidak lagi mampu dikonversi menjadi putaran tambahan, melainkan hilang sebagai kerugian mekanis (*friction loss*). Perbedaan karakteristik ini secara empiris membuktikan bahwa desain *scroll* jauh lebih adaptif dan andal dibandingkan dengan tipe *rotary vane* untuk aplikasi *expander* skala kecil berbasis gas bertekanan.

Perhitungan komprehensif terkait daya listrik keluaran (*output power*) dan efisiensi termal *expander* pada pengujian awal ini belum dapat dilakukan secara akurat. Keterbatasan ketersediaan instrumen perekam arus (ampere) yang presisi pada test bed menyebabkan evaluasi konversi energi baru hanya dapat direpresentasikan melalui tegangan keluaran dan indikator visual berupa nyala lampu. Untuk menyempurnakan purwarupa ini, pengukuran arus aktual, pemantauan kecepatan putaran poros (*tachometer*), serta optimalisasi sistem injeksi fluida udara akan menjadi fokus utama pada peta jalan penelitian lanjutan, guna memformulasikan perhitungan efisiensi konversi sistem ORC secara holistik.

Bukti visual dari hasil pengujian performa keluaran tegangan pada *scroll expander* didokumentasikan pada gambar 9. Melalui visualisasi tersebut, terlihat jelas indikator fisik berupa nyala lampu pijar 100 W yang sangat terang dan stabil ketika sistem dioperasikan pada tingkat tekanan optimal sebesar 10 barg. Kondisi empiris ini sekaligus memvalidasi data kuantitatif pada tabel 5, di mana level tekanan 10 barg mampu menghasilkan tegangan keluaran tertinggi mencapai 228,7 V yang terbukti andal untuk menyuplai beban secara konstan.



Gambar 9. Pembuktian visual pengujian *scroll expander*: Kondisi nyala terang dan stabil pada beban lampu pijar 100 W saat dioperasikan pada tekanan 10 barg (kiri) dan menyala redup pada tekanan 6 barg (kanan).

4. SIMPULAN

Berdasarkan hasil pengujian eksperimental dan analisis data, dapat disimpulkan bahwa modifikasi kompresor pendingin hermetik menjadi *expander* terbukti jauh lebih efektif dan layak diterapkan pada tipe *scroll* dibandingkan dengan tipe *rotary vane*. Pada *scroll expander*, peningkatan tekanan udara injeksi berbanding lurus dengan lonjakan tegangan listrik keluaran, yaitu dari 137 V pada tekanan 6 barg menjadi 228,7 V pada tekanan 10 barg. Pada tekanan puncak tersebut, putaran poros mekanis mampu memicu sistem eksitasi kapasitor dengan sempurna sehingga berhasil menyalakan beban lampu pijar 100 W secara terang dan stabil. Keberhasilan operasi ini juga sangat ditunjang oleh penambahan pelat tipis pada bagian *crank pin* yang terbukti krusial untuk memastikan *orbiting scroll* berputar secara presisi.

Sebaliknya, *expander* tipe *rotary vane* mengalami malfungsi konversi energi pada rentang tekanan yang diuji. Tipe ini hanya mampu menghasilkan tegangan maksimum 0,6 V dan gagal menyalakan lampu. Kegagalan ini diperkirakan terjadi akibat tingginya kerugian gesekan mekanis (*friction loss*) pada bilah rotor saat menerima tekanan tinggi, sehingga putaran poros utama terhambat secara prematur.

Analisis teoretis berbasis simulasi NIST REFPROP menggunakan fluida kerja *n-pentane* semakin memperkuat performa tipe *scroll*. Melalui pemodelan isentropik pada rentang tekanan operasi 7 bar abs hingga 11 bar abs, *scroll expander* secara konsisten menghasilkan potensi daya mekanis yang jauh lebih tinggi daripada tipe *rotary vane*. Pada tekanan maksimum 11 bar abs, kerja teoritis yang mampu diekstraksi oleh tipe *scroll* mencapai nilai optimal sebesar 2,312 kW, sedangkan tipe *rotary vane* hanya mampu mencapai 1,4042 kW. Hal ini menegaskan bahwa karakteristik geometri internal dan mekanisme ekspansi tipe *scroll* jauh lebih ideal dalam memanfaatkan densitas dan perubahan entalpi fasa uap *n-pentane* secara maksimal.

Sebagai rekomendasi untuk penyempurnaan riset pengembangan sistem *Organic Rankine Cycle* (ORC) selanjutnya, pengujian tahap berikutnya perlu difokuskan pada pengukuran arus dan daya listrik keluaran secara aktual, integrasi sensor putaran poros (*tachometer*), serta optimalisasi sistem injeksi fluida kerja. Langkah-langkah tersebut sangat esensial agar kalkulasi efisiensi termodinamika *expander* dapat dianalisis secara lebih komprehensif dan akurat.

5. DAFTAR PUSTAKA

[1] N. Yamada, M. Watanabe, and A. Hoshi, "Experiment on pumpless Rankine-type cycle with scroll expander," Energy, vol. 49, pp. 137-145, 2013.

[2] D. Manolakos, G. Kosmadakis, S. Kyritsis, and G. Papadakis, "Identification of behaviour and evaluation of performance of small-scale, low-temperature organic Rankine cycle system coupled with a RO desalination unit," Energy, vol. 34, pp. 767-774, 2009.

[3] H. Leibowitz, I. K. Smith, and N. Stosic, "Cost-effective small-scale ORC systems for power recovery from low-grade heat sources," in Proc. ASME Int. Mech. Eng. Congr. Expo., 2006, IMECE2006.

[4] C. Campana, L. Cioccolanti, M. Renzi, and F. Caresana, "Experimental analysis of a small-scale scroll expander for low-temperature waste heat recovery in Organic Rankine Cycle," Energy, vol. 187, art. 115929, 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.115929.

[5] N. Yamada, Y. Tominaga, and T. Yoshida, "Demonstration of 10-Wp micro organic Rankine cycle generator for low-grade heat recovery," Energy, vol. 78, pp. 806-813, 2014, doi: 10.1016/j.energy.2014.10.075.

[6] J. Sun and B. Peng, "Experimental study on steady-state operation of organic Rankine cycle system under different operating conditions," Scientific Reports, vol. 15, art. 1041, 2025, doi: 10.1038/s41598-024-84813-2.

[7] C. Mateu-Royo, A. Mota-Babiloni, J. Navarro-Esbri, B. Peris, F. Moles, and M. Amat-Albuixech, "Multi-objective optimization of a novel reversible High-Temperature Heat Pump-Organic

Rankine Cycle (HTHP-ORC) for industrial low-grade waste heat recovery," Energy Conversion and Management, vol. 197, art. 111908, 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2019.111908.

[8] E. Galloni, G. Fontana, and S. Staccone, "Design and experimental analysis of a mini ORC (organic Rankine cycle) power plant based on R245fa working fluid," Energy, vol. 90, no. 1, pp. 768-775, 2015, doi: 10.1016/j.energy.2015.07.104.

[9] G. B. Muntoha, "Analisis perbandingan pengukuran nilai daya pada lampu light emitting diode (LED) DC 12 volt berbeda merek," Tugas Akhir, Universitas Gadjah Mada, Yogyakarta, Indonesia, 2018.

[10] Y. A. Cengel and M. A. Boles, Thermodynamics: An Engineering Approach, 8th ed. New York, NY, USA: McGraw-Hill Education, 2015.

Daftar Simbol

m	=	Laju aliran massa, kg/s
Wexp	=	Kerja *expander*, kW
Q	=	Kapasitas, m^3/s
h	=	Entalpy, kJ/kg
h_2s	=	Entalpy isentropic, kJ/kg
ρ	=	Massa jenis, kg/m^3
P1,2	=	Tekanan masuk, keluar, bar absolut
T1,2	=	Temperatur masuk, keluar, C
S2	=	Entropi keluar, kJ/kg.K