

RANCANG BANGUN MESIN STIRLING TIPE GAMA BERKAPASITAS 157 ML MENGGUNAKAN SISTEM PENDINGIN FLUIDA CAIR

Hari S. Ritonga^{1*}, Farel H. Napitupulu², Tulus B. Sitorus³, M. Syahril Gultom⁴

^{1,2,3,4}Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sumatera Utara
Email: ritonga732@gmail.com

Abstract

Research on the development of the stirling engine is currently being developed due to the characteristics of stirling engines that can use many types of fuel. The design of the cooling system on the Stirling engine is absolutely necessary to improve the efficiency and workability of the engine. The purpose of this study was to design a stirling engine using liquid coolers and to determine engine performance. The type of stirling machine used is a gama type stirling engine which has a higher efficiency than other types of stirling engines. Stirling engine designed with a capacity of 150 ml. The results obtained from the design of the stirling engine showed that the maximum engine performance on water use, the average combustion temperature of 694.05 °C and the average temperature of compression 48.29 °C obtained the engine speed of 540 rpm and engine power of 24.2 watts. Engine performance without using water at an average temperature of combustion of 561.87 °C and the average temperature of compression of 50.65 °C obtained engine speed of 444 rpm and engine power of 16.42 watts. Thus it can be concluded that the use of liquid cooling on the Stirling engine will improve engine performance and power.

Keyword : stirling engine, liquid cooland, performance

Abstrak

Penelitian tentang pengembangan mesin stirling saat ini sedang berkembang terkhusus diakibatkan oleh karakteristik mesin stirling yang dapat menggunakan banyak jenis bahan bakar. Perancangan sistem pendingin pada mesin stirling sangat mutlak diperlukan untuk meningkatkan efisiensi dan ketahanan kerja mesin. Tujuan penelitian ini adalah merancang mesin stirling dengan menggunakan pendingin cairan serta untuk mengetahui performa mesin. Jenis mesin stirling yang digunakan adalah mesin stirling tipe gama yang mempunyai efisiensi lebih tinggi dari jenis mesin stirling lainnya. Mesin stirling yang dirancang berkapasitas 150 ml. Hasil penelitian yang diperoleh dari perancangan mesin stirling menunjukkan bahwa performa mesin maksimum pada penggunaan air, suhu rata-rata pembakaran 694,05 °C dan suhu rata-rata kompresi 48,29 °C didapat putaran mesin 540 rpm dan daya mesin 24,2 watt. Performa mesin tanpa menggunakan air pada suhu rata-rata pembakaran 561,87 °C dan suhu rata-rata kompresi 50,65 °C didapat putaran mesin 444 rpm dan daya mesin 16,42 watt. Dengan demikian dapat disimpulkan penggunaan pendingin cairan pada mesin stirling akan meningkatkan performa dan daya mesin.

Kata kunci : mesin stirling, pendingin cairan, performa

1. Pendahuluan

Energi merupakan kebutuhan terbesar umat manusia, semakin bertambahnya populasi umat manusia maka konsumsi akan energi akan semakin bertambah. Salah satu sumber energi terbesar yang digunakan manusia adalah energi dari fosil. Hampir semua kegiatan produksi dan

transportasi menggunakan energi fosil sebagai bahan bakar. Penggunaan energi fosil yang secara terus menerus mengakibatkan persediaannya semakin lama semakin habis. Disamping persediaannya yang terbatas, penggunaan energi fosil sebagai sumber bahan bakar menyumbang polusi yang besar terhadap lingkungan. Cara yang di dapat gunakan untuk mengurangi penggunaan energi fosil adalah dengan mengembangkan teknologi dengan efisiensi penggunaan bahan bakar yang lebih maksimal serta pengembangan teknologi yang memanfaatkan energi terbarukan sebagai sumber energi utama.

Mesin stirling adalah mesin dengan sistem pembakaran luar siklus tertutup yang dapat menggunakan berbagai jenis bahan bakar seperti energi fosil, biomassa, energi surya, maupun energi nuklir sebagai bahan bakarnya namun mesin ini mempunyai kekurangan yaitu ketika mesin sudah mencapai panas berlebih maka akan mengakibatkan kinerja mesin berkurang dan bahkan mengakibatkan mesin berhenti berjalan.

Tujuan dari penelitian mesin stirling ini adalah merancang mesin stirling tipe gamma berkapasitas 157 ml yang menggunakan pendingin cairan serta untuk mengetahui daya yang dibangkitkan mesin dan performa mesin ketika menggunakan pendingin cairan dan tanpa menggunakan pendingin cairan.

2. Dasar Teori

Teori Schmidt

Teori Schmidt adalah salah satu metode perhitungan isothermal untuk mesin Stirling. Ini adalah metode yang paling sederhana dan sangat berguna selama pengembangan mesin Stirling. Teori ini didasarkan pada ekspansi isothermal dan kompresi gas ideal. Performa mesin dapat dihitung menggunakan diagram P-V. Volume dalam mesin dapat dihitung dengan menggunakan geometri internal. Ketika volume, massa fluida bekerja dan suhu ditentukan, tekanan dapat dihitung dengan menggunakan metode persamaan gas ideal seperti yang ditunjukkan dibawah ini.

$$PV = mRT \quad (1)$$

Dimana :

P = tekanan (Pa)

v = volume (M^3)

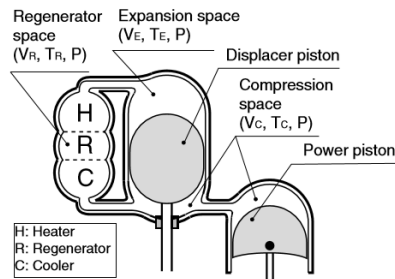
m = jumlah mol zat (Kg)

r = konstanta gas (J/Kg.K)

t = suhu (K)

Berikut beberapa asumsi yang digunakan untuk menentukan Perhitungan mesin Stirling.

- Tidak ada *pressure loss* dan tidak ada perbedaan *internal pressure*.
- Proses ekspansi dan proses kompresi berlangsung secara *isothermal*.
- Kondisi fluida kerja adalah udara sebagai gas ideal.
- Terjadi regenerasi sempurna.
- Volume sisa pada silinder panas menjaga temperatur gas pada silinder panas $-T_E$, volume sisa pada silinder dingin menjaga temperatur gas pada silinder dingin $-T_C$ selama siklus.
- Temperatur pada regenerator adalah rata-rata ekspansi $-T_E$, dan temperatur kompresi $-T_C$.
- Volume ekspansi (V_e) dan volume kompresi (V_c) berubah berdasarkan fungsi sinusida.



Gambar 2.1 mesin stirling tipe gama

Volume ekspansi momental – V_E , dan volume kompresi momental – V_C dideskripsikan pada persamaan dibawah ini dengan sudut putar $-x$. Sudut putar didefinisikan sebagai $x=0$ ketika piston ekspansi (piston pada silinder panas) berada pada posisi TMA. Sudut fase $-dx$ yaitu sudut antara piston *displacer* dan piston kompresi.

$$V_e = \frac{V_{SE}}{2}(1-\cos x) + V_{de} \tag{2}$$

Volume kompresi sesaat $-V_c$ dapat dihitung dengan persamaan (1) dan sudut fase $-dx$

$$V_c = \frac{V_{SE}}{2}(1-\cos x) + \frac{V_{SC}}{2}\{1-\cos(x-dx)\} + V_{DC} \tag{3}$$

Volume total sesaat dihitung dengan persamaan :

$$V = V_c + V_R + V_E \tag{4}$$

Dengan asumsi (a), (b), dan (c), maka massa total dalam mesin, dapat dihitung dari tekanan, temperatur, volume dan tetapan gas konstan - R

$$m = \frac{PV_E}{RT_E} + \frac{PV_R}{RT_R} + \frac{PV_C}{RT_C} \tag{5}$$

Rasio temperatur – t, rasio volume bersih – v, dan rasio volume langkah dapat dihitung pada persamaan dibawah ini

$$t = \frac{T_C}{T_E} \tag{6}$$

$$v = \frac{V_{SC}}{V_{SE}} \tag{7}$$

$$X_{DE} = \frac{V_{DE}}{V_{SE}} \tag{8}$$

$$X_{DC} = \frac{V_{DC}}{V_{SE}} \tag{9}$$

$$X_R = \frac{V_R}{V_{SE}} \tag{10}$$

Suhu regenerator – T_R , di rumuskan pada persamaan dengan asumsi (f), sebagai berikut :

$$T_R = \frac{T_E + T_C}{2} \tag{11}$$

Ketika persamaan (6) dan (10) di substitusikan ke persamaan (5), maka untuk massa gas total diperoleh pada persamaan seperti dibawah ini

$$m = \frac{P}{RT_C} (tV_E + \frac{2V_R}{1+t} + V_C) \tag{12}$$

Dengan mensubstitusikan persamaan (2) dan (3) ke persamaan (12) maka diperoleh persamaan

$$m = \frac{PV_{SE}}{2RT_C} \{S - B \cos(x-a)\} \tag{13}$$

Dimana :

$$a = \tan^{-1} \frac{v \sin dx}{t + \cos dx + 1} \tag{14}$$

$$S = t + 2tX_{DE} + \frac{4tV_R}{1+t} + v + 2X_{DC} + l \tag{15}$$

$$B = \sqrt{t^2 + 2(t-1)v \cos dx + v^2 - 2t + 1} \tag{16}$$

Tekanan mesin – p, di tentukan dengan menggunakan persamaan (13) sebagai berikut.

$$P = \frac{2mRT_C}{V_{SE}\{S - B\cos(\theta - a)\}} \tag{17}$$

Tekanan rata-rata di rumuskan dengan :

$$P_{mean} = \frac{1}{2\pi} \oint P dx = \frac{2mRT_C}{V_{SE}\sqrt{S^2 - B^2}} \tag{18}$$

c dirumuskan dengan persamaan :

$$c = \frac{B}{S} \tag{19}$$

Perhitungan tekanan mesin berdasarkan tekanan rata-rata di rumuskan dengan persamaan :

$$P = \frac{P_{mean}\sqrt{S^2 - B^2}}{S - B\cos(\theta - a)} = \frac{P_{mean}\sqrt{1 - c^2}}{1 - c\cos(x - a)} \tag{20}$$

maka didapat persamaan untuk tekanan mesin sebagai berikut :

$$P = \frac{P_{mean}\sqrt{1 + c^2}}{1 - c\cos(x - a)} = \frac{P_{min}(1 + c)}{1 - c\cos(x - a)} = \frac{P_{max}(1 - c)}{1 - c\cos(x - a)} \tag{21}$$

Indikator Energi, Daya, dan Efisiensi

Indikator energi pada ruang ekspansi dan kompresi di hitung berdasarkan solusi analitis dengan menggunakan koefisien diatas.

Indikator energi pada daerah ekspansi (W_E) dapat dihitung berdasarkan pada tekanan rata-rata, tekanan maximum, dan tekanan minimum. Seperti pada persamaan dibawah ini.

$$\begin{aligned} W_E &= \oint P dV_E = \frac{P_{mean}V_{SE} \pi c \sin a}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \\ &= \frac{P_{min}V_{SE} \pi c \sin a \sqrt{1 + c}}{1 + \sqrt{1 - c^2} \sqrt{1 - c}} \\ &= \frac{P_{min}V_{SE} \pi c \sin a \sqrt{1 - c}}{1 + \sqrt{1 - c^2} \sqrt{1 + c}} \end{aligned} \tag{22}$$

Indikator energi pada area kompresi (W_C), dirumuskan dengan persamaan dibawah ini.

$$\begin{aligned} W_C &= \oint P dV_C \\ &= - \frac{P_{mean}V_{SE} \pi ct \sin a}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \\ &= - \frac{P_{min}V_{SE} \pi ct \sin a \sqrt{1 + c}}{1 + \sqrt{1 - c^2} \sqrt{1 - c}} \\ &= \frac{P_{max}V_{SE} \pi ct \sin a \sqrt{1 - c}}{1 + \sqrt{1 - c^2} \sqrt{1 + c}} \end{aligned} \tag{23}$$

Indikator energi per satu siklus mesin di hitung dengan menggunakan rumus dibawah ini.

$$\begin{aligned} W_i &= W_E + W_C \\ &= \frac{P_{mean}V_{SE} \pi c(1-t) \sin a}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \\ &= \frac{P_{min}V_{SE} \pi c(1-t) \sin a \sqrt{1 + c}}{1 + \sqrt{1 - c^2} \sqrt{1 - c}} \\ &= \frac{P_{max}V_{SE} \pi c(1-t) \sin a \sqrt{1 - c}}{1 + \sqrt{1 - c^2} \sqrt{1 + c}} \end{aligned} \tag{24}$$

Hubungan antara P_{mean}, P_{min}, dan P_{max} dirumuskan seperti dibawah ini.

$$\frac{P_{min}}{P_{mean}} = \sqrt{\frac{1 - c}{1 + c}} \tag{25}$$

$$\frac{P_{min}}{P_{mean}} = \sqrt{\frac{1+c}{1-c}} \quad (26)$$

Indikator daya pada saat ekspansi, compresi dan indikator daya untuk total keseluruhan sistem dirumuskan dengan persamaan berikut:

$$L_E = W_{En} \quad (27)$$

$$L_C = W_{Cn} \quad (28)$$

$$L_I = W_{In} \quad (29)$$

Dimana :

n = putaran mesin (rpm)

L = daya mesin (watt)

W = energi (joule)

Perhitungan efisiensi dari mesin stirling dapat dirumuskan dengan membandingkan energi yang di keluarkan oleh mesin (W_i) dengan energi yang masuk (W_E).

$$e = \frac{W_i}{W_E} = 1 - t \quad (30)$$

Dimana :

e = efisiensi (%)

Unjuk Kerja Mesin

daya yang bekerja pada poros dapat ditentukan dari persamaan di bawah ini.

$$T = Fr \longrightarrow F = \frac{T}{r} \quad (31)$$

Dimana :

T = torsi (Nm)

F = gaya (N)

r = jari-jari (m)

Jarak yang ditempuh s adalah jumlah putaran dari poros dikali dengan keliling poros. Dirumuskan dibawah ini

$$s = (2\pi r)n \quad (32)$$

Dimana :

s = jarak yang ditempuh (m)

r = jari-jari (m)

n = putaran (rpm)

kerja yang dilakukan oleh poros persatuan waktu dirumuskan [23]. Sebagai berikut.

$$W_{sh} = Fs = \left(\frac{T}{r}\right) (2\pi r.n)$$

$$W_{sh} = 2\pi nT \quad (33)$$

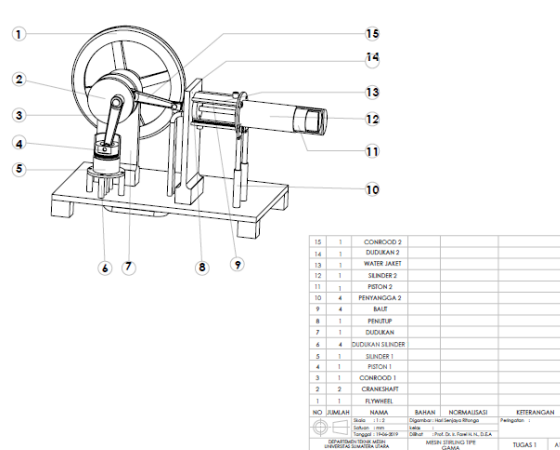
Dimana :

W_{sh} = daya poros (watt)

n = putaran (rpm)

3. Desain dan Pembuatan Alat

Proses rancang bangun mesin stirling ini melalui beberapa tahap yaitu proses perhitungan awal untuk menentukan dimensi dari mesin yang dirancang, proses menggambar, dan selanjutnya adalah proses produksi bagian-bagian mesin. Berikut adalah gambar rancangan mesin yang telah di buat



Gambar 3.1 Asembli Mesin Stirling

Gambar dia atas memperlihatkan bagian desain dari mesin stirling.

Berikut parameter dimensi untuk desainmesin stirling yang dirancang.

Tabel 4.1 Parameter mesin stirling

No	Nama	Simbol	Satuan
1	Volume displacer	V_{SE}	157 cm^3
2	Volume mati displacer	V_{DE}	9.81 cm^3
3	Diameter silinder	D_E	50 mm
4	Panjang langkah	L_E	80 mm
5	Pajang langkah volume mati dispalcer	L_{DE}	15 mm
6	Volume power piston	V_{SC}	78.5 cm^3
7	Volume mati power piston	V_{DC}	3.92 m^3
8	Diameter silinder	D_C	50 mm
9	Panjang langkah	L_C	40 mm
10	Pajang langkah volume mati power piston	L_{DC}	2 mm
11	Sudut phasa	dx	90^0
12	Tetapan gas konstan	R	$286,9 \text{ j/kg.k}$
13	Tekanan rata-rata	P_{mean}	101,3 kpa

14	Dimaeter Flywheel	r	25 mm
----	-------------------	---	-------

4. Data Hasil Penelitian

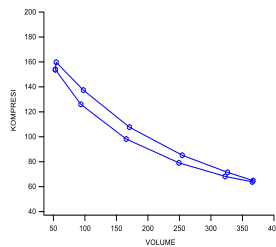
Data penelitian pada mesin stirling terbagi menjadi tiga bagian yaitu data hasil pengujian degan menggunakan pendingin cairan, data pengujian tanpa menggunakan pendingin, dan data pengujian dengan menggunakan pembebanan pada mesin stirling.

a. data hasil pengujia menggunakan pendingin air

Tabel 4.1 Data pengujian menggunakan pendingin

Keterangan	Interval Waktu (menit)	Putaran (rpm)	Suhu Ekspansi (°C)	Suhu kompresi (°C)	Suhu air masuk (°C)
Mesin dijalankan	3.43	185	386,75	34,31	26
Performa mesin rata-rata	12.00-29.20	540	694,05	48,29	26
Performa mesin maksimum	22.00	578	718,73	50,49	26

Berikut dibawah ini adalah diagram P-V mesin stirling dengan menggunakan pendingin cairan.



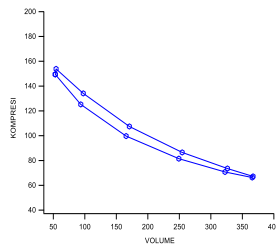
Gambar 4. 2 diagram P-V dengan menggunakan pendingin

b. pengujian tanpa menggunakan pendingin

Tabel 4.2 data pengujian tanpa menggunakan pendingin

Keterangan	Interval Waktu (menit)	Putaran (rpm)	Suhu Ekspansi (°C)	Suhu kompresi (°C)	Suhu ruangan (°C)
Mesin dijalankan	12.20	326	269,9733	34,5295	32
Performa mesin rata-rata	21.00-40.00	444	561,87	50,65	32
Performa mesin maksimum	18.00	569	638,5959	40,6427	32

Berikut dibawah ini adalah diagram P-V mesin stirling tanpa menggunakan pendingin cairan.



Gambar 4.3 diagram P-V tanpa menggunakan pendingin

c. data pengujian dengan menggunakan pembebanan.

Tabel 4.6 data hasil pengujian putaran mesin berdasarkan pembebanan

No	Massa (kg)	Torsi (Nm)	Daya (Watt)	Putaran (RPM)	Suhu Kompresi (°C)	Suhu Ekspansi (°C)
1	1	0,245	11,38	444	36,07	638,29
2	1,3	0,319	14,49	434	37,49	636,89
3	1,6	0,392	16,15	393	38,14	627,60
4	1,9	0,466	17,23	353	37,73	620,65
5	2,2	0,540	18,08	320	37,05	620,08
6	3,1	0,761	23,33	293	37,36	595,67
7	3,7	0,90	-	-	37,66	608,61

6. Kesimpulan

Berikut kesimpulan yang didapat dari rancang bangun mesin stirling tipe gamma berkapasit 157 ml dengan menggunakan pendingin air.

1. Performa mesin yang diperoleh yaitu sebesar 23,33 watt pada putaran 293 rpm dengan melakukan pembebanan, putaran mesin maksimum sebesar 576 rpm tanpa pembebanan, torsi maksimum mesin adalah sebesar 0,9 Nm.
2. Performa mesin terbaik didapat ketika mesin menggunakan pendingin air, yaitu putaran mesin rata-rata adalah 540 rpm dengan suhu rata-rata ekspansi 694,05 °C dan suhu rata-rata kompresi 48,29 °C, sedangkan tanpa menggunakan pendingin diperoleh putaran mesin rata-rata 444 rpm dengan suhu rata-rata ekspansi 561,87°C dan suhu rata-rata kompresi 50,65°C. Berdasarkan analisis schmidt daya yang dibangkitkan pada penggunaan pendingin air adalah sebesar 24,2 watt sedangkan tanpa menggunakan pendingin daya yang dibangkitkan mesin sebesar 16,42 watt
3. Berdasarkan pengukuran torsi yaitu sebesar 0,761 Nm pada putaran 293 rpm diperoleh daya mesin sebesar 23,33 watt dengan suhu displacer 595,61°C dan suhu kompresi 37,36°C

Daftar Pustaka

- [1] G. Walker. (1980). *Stirling Engine*. Calendron press. Universitas Oxford.
- [2] Andreas Wagner. 2008. *Calculations and experiments on y-type Stirling engines*. Tesis. Universitas Walles.
- [3] Cengel, Y. A., dan Boles, M. A. 2015. *Thermodynamic An Engineering Approach*, eight edition. New York: McGraw-Hill Education,
- [4] L. W. Rosenegger. 1973. *Design And Development Of A Rotary Stirling Cycle Engine*. Tesis. Universitas McGill Montreal.
- [5] Hirata Koichi. Bekkome Home Page. *Schmidt Theory for Stirling Engines*. Stirling engine home page [online]. Diakses pada tanggal 17 januari 2019. Dari :<http://www.bekkoame.ne.jp/~khirata/academic/indexe.htm>
- [6] Moran, Michael J., Shapiro, Howard N., dkk. 2014. *Fundamental of Engineering Thermodynamics*. eight editon. Hoboken: John Wiley & Sons, Inc. All rights reserved