

DOI: doi.org/10.21009/0305020613

RANCANGAN MIKRO GAS TURBIN BERBAHAN BAKAR BIOGAS UNTUK PEMBANGKIT TENAGA LISTRIK BIOMASS BERKAPASITAS 2,5 KW, STUDI KASUS:CIPARAY BANDUNG

Kusnadi^{1,*}), Maulana Arifin¹, Rudi Darussalam¹, Ahmad Rajani¹

¹Lembaga Ilmu Pengetahuan Indonesia, P2-Telimek, komplek LIPI, Jl. Cisitu No.21/154D, Bandung 40135

^{*}Email: kusn010@lipi.go.id

Abstrak

Salah satu mesin konversi biogas yang mulai banyak digunakan di Indonesia adalah mikro gas turbin. Penelitian ini membahas tentang mikro gas turbin yang berbahan bakar biogas, diproduksi dari proses anaerob kotoran sapi. Mikro gas turbin ini dirancang untuk menggerakkan generator listrik berkapasitas 2,5 kW. Turbin dirancang menggunakan beberapa komponen pendukung yaitu kompresor, ruang bakar dan turbin. Kompresor yang digunakan adalah kompresor aksial kemudian parameter lainnya dirancang untuk memenuhi kebutuhan pembangkitan 2,5 kW. Perancangan PLTB menggunakan metode analitik dan diasumsikan berbahan bakar metana. Berdasarkan pengamatan dan analisis lebih lanjut memperoleh daya kompresor 5,2 kW, daya turbin 8,6 kW, dan efisiensi siklus thermal sebesar 35,81%. Pembangkit jenis mikro gas turbin ini memiliki keunggulan yaitu, bersifat mobile serta mempunyai biaya pemeliharaan dan operasional yang murah.

Kata kunci : mikro gas turbin, pembangkit listrik tenaga biogas, efisiensi siklus, laju aliran bahan bakar.

Abstract

One of biogas conversion machine which started being used in Indonesia is a micro gas turbine. This study discusses the micro gas turbines fueled by biogas produced from the anaerobic process cow manure. Micro gas turbines are designed to drive electric generators with a capacity of 2.5 kW. The turbine is designed using some supporting components, namely compressor, combustor and turbine. Compressors are used axial compressor then other parameters are designed to meet the needs of the generation of 2.5 kW. Designing the thermal power station is assumed to be 100% methane. Based on the calculation and analysis of further gain the actual compressor 370.80 kJ / kg, combustion chamber heat supply 675.80 kJ / kg, the actual turbine work 612.19 kJ / kg and cycle efficiency of 35.81%. Generating this kind of micro gas turbine has the advantage that, are mobile and have the maintenance and operating costs are cheap.

Keywords: micro gas turbines, biogas power plants, the efficiency of the cycle, the flow rate of fuel.

1. Pendahuluan

Mikro gas turbin adalah prototipe dari gas turbin, dikategorikan sebagai mikro gas turbin karena mampu menghasilkan daya listrik dibawah 200 kW [1]. Dengan dimensi yang sederhana dan kemampuan dalam mengatasi beban puncak sangat dibutuhkan untuk memasok listrik di daerah-daerah terpencil, perkantoran dan sebagai energi cadangan. penelitian menggunakan bahan bakar biogas pada mikro gas turbin untuk pembangkit listrik kapasitas 200 kW telah dilakukan, dengan mengamati proses pembakaran[2].

Pondok Pesantren Baiturrahman merupakan salah satu pondok pesantren di Provinsi Jawa Barat, Indonesia, yang terletak di Kecamatan Ciparay, Kabupaten Bandung. Fungsi utama dari pesantren ini adalah sebagai lembaga pendidikan boarding untuk siswa-siswa SMP dan SMA. Selain itu Pesantren

Baiturrahman juga melakukan kegiatan usaha di berbagai bidang meliputi kegiatan peternakan sapi, perikanan, dan pertanian. Terdapat instalasi biogas berkapasitas 60 m³/hari, yang berpotensi menghasilkan daya termal sebesar 13 kW[3]. Saat ini sudah terpasang genset kapasitas 5 kW, tetapi masih terkendala permasalahan masih kotornya biogas yang dihasilkan, sehingga genset sering mengalami kerusakan.[3]

Biogas adalah sumber energi terbarukan yang masih belum bersih jika digunakan untuk bahan bakar. Secara umum biogas mengandung komponen-komponen sebagai berikut seperti, Metana 50-75%, Carbon dioksida 25-45%, air 2 (20°C)-7 (40°C)%, Oksigen kurang dari 2%, Nitrogen kurang dari 20% dan amonia, hidrogen, hidrogen sulfida masing-masing kurang dari 1%[4][5]. Pengotor seperti CO₂ dan H₂S, dalam proses pembakaran CO₂ akan mengurangi nilai kalor yang mengakibatkan pembakaran tidak sempurna, perawatan mesin

menjadi meningkat akibat masih adanya kandungan H₂S yang terbawa, ini menjadi masalah pada engine yang digunakan, dimana ada peningkatan korosi yang berimbas pada keausan bahan[3].

Masih adanya masalah dalam biogas jika digunakan sebagai bahan bakar. Untuk meningkatkan efisiensi penggunaan biogas perlunya melakukan perancangan mesin konversi jenis lain seperti mikro gas turbin. Akan dilakukan analisis termodinamika dalam merancang mesin konversi mikro gas turbin. dalam perancangan akan ditekankan analisis termodinamika pada ruang bakar berbahan bakar metana 100%. Kapasitas mikro gas turbin terpasang yang direncanakan adalah 2,5 kW.

2. Metode Penelitian

Dalam melakukan kegiatan ini metode yang akan digunakan adalah metode analitik, survey lapangan pada lokasi yang akan dijadikan tempat instalasi mikro gas turbin dan studi literature. Hasil akhirnya adalah spesifikasi teknis dasar perencanaan mikro gas turbin.

Spesifikasi Teknis Perencanaan

Sebelum melakukan perencanaan hal-hal yang spesifik, pada mikro gas turbin perlu menganalisis sistem secara keseluruhan dengan analisis termodinamika guna mendapatkan suatu kondisi awal perencanaan.

Temperatur yang dihisap kompresor mempunyai pengaruh yang besar terhadap daya efektif yang dihasilkan pembangkit, sebab laju aliran masa udara yang dihisap kompresor akan berubah sesuai dengan persamaan gas ideal, yaitu :

$M = Pv/Rt$, yaitu apabila temperatur masuk gas rendah maka massa aliran gas akan naik dan sebaliknya. Hal ini berarti bila temperatur atmosfer turun maka daya efektif sistem akan naik dan sebaliknya.

Tabel 1. Parameter spesifikasi dasar dalam analisis termodinamika pada mikro gas turbin kapasitas 2,5kW.

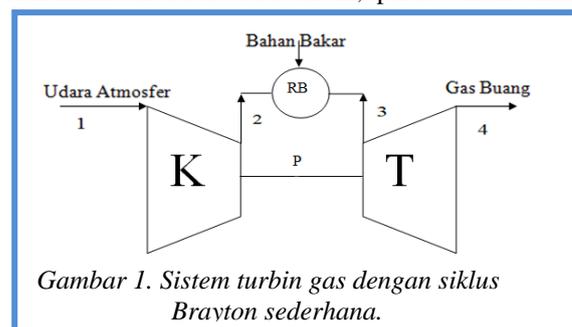
No.	Parameter
1.	Temperatur Lingkungan (T ₁)
2.	Temperatur Keluar Kompresor (T ₂)
3.	Kerja Kompresor aktual (T ₃)
4.	AFR aktual
5.	FAR aktual
6.	Temperatur gas masuk turbin (T ₃)
7.	Temperatur gas buang turbin (T _{4a})
8.	Kerja Turbin aktual (W _{Ta})
9.	Laju aliran massa udara (m _a)
10.	Massa aliran bahan bakar (m _f)
11.	Daya kompresor (P _K)
12.	Daya Turbin (P _T)
13.	Daya nyata generator (P _G)
14.	Daya poros efektif turbin gas (P _E)

Cara kerja instalasi mikro gas turbin

Pada dasarnya mikro gas turbin memiliki cara kerja yang sama dengan gas turbin hanya dimensi yang membedakannya. Komponen dasar pada mikro gas turbin terdapat 3 komponen utama yaitu : Kompresor, ruang bakar dan turbin.

Cara kerja yang digunakan pada sistem mikro gas turbin didasarkan pada siklus Brayton, pada gambar 1. Direncanakan akan digunakan sebagai pembangkit listrik. Siklus Brayton ideal adalah siklus dengan beberapa asumsi, yaitu ; Proses kompresi dan ekspansi terjadi isentropik, Perubahan energi kinetik dan fluida kerja antara sisi masuk dan sisi keluar kompresor.

Adapun cara kerja turbin gas dimulai dari kompresor. Kompresor berfungsi untuk menghisap udara sekaligus meningkatkan tekanan. udara bertekanan tinggi dari kompresor masuk kedalam ruang bakar, kemudian diikuti bahan bakar percikan bunga api yang mengakibatkan terjadinya proses pembakaran. Energi hasil pembakaran mengalami kenaikan temperatur dan entalpi, secara siklus ideal terjadi pada tekanan konstan. Gas hasil proses pembakaran diekspansikan ke dalam turbin sehingga akan memutar sudu-sudu turbin, poros turbin akan



berputar yang sekaligus akan diikuti berputarnya kompresor dan generator listrik. Hal ini dikarenakan susunan komponen mikro gas turbin direncanakan *single shaft*.

Analisis Termodinamika

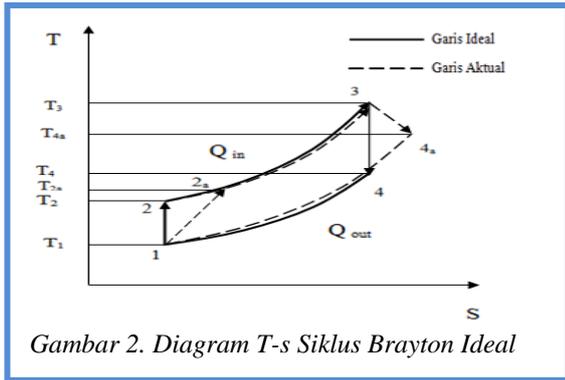
Pada penerapan siklus ideal tidak mungkin diperoleh karena dalam siklus akan terdapat kerugian kalor, hal ini terjadi karena isolasi yang kurang sempurna, juga terjadi kerugian tekan pada komponen sistem yang disebabkan karena adanya gesekan fluida. Penyimpangan tersebut dalam siklus dapat dilihat pada gambar 2.

1-2, Proses kompresi isentropik pada kompresor. 2-3, Proses pembakaran pada tekanan konstan. 3-4, Proses ekspansi isentropik. 4-1, proses pembuangan kalor pada tekanan konstan.

3. Hasil dan Pembahasan

Spesifikasi teknis mikro gas turbin yang akan direncanakan adalah sebagai berikut:

Daya Generator (P_G) : 2,5 kW



Gambar 2. Diagram T-s Siklus Brayton Ideal

Bahan Bakar : Biogas
 Putaran Turbin : 3000 rpm
 Temperatur masuk Kompresor (T_1): 27°C
 Temperatur masuk turbin (T_3) : 975°C
 Tekanan Barometer : 1,013 bar

Analisis termodinamika pada kompresor

Analisis termodinamika pada kompresor untuk mengetahui kondisi masuk dan keluar kompresor. Pengambilan asumsi untuk perhitungan termodinamika kompresor didasarkan pada efisiensi politrofik, yaitu efisiensi isentropik dari sebuah kompresor dan turbin yang dibuat konstan untuk setiap tingkat berikutnya dalam keseluruhan proses.

Dalam proses ini terjadi stagnasi dimana entalpi, tekanan, temperatur dianalisis pada kondisi stagnasi yaitu kondisi fluida yang mengalir dengan suatu kecepatan, mengalami hambatan pada saat kecepatan sama dengan nol isentropis.

Kerja kompresor ideal

Untuk menentukan kondisi udara masuk kompresor yang direncanakan digunakan data-data yang telah didapat dari lapangan, literatur dan asumsi, yaitu:

$T_1 = 300\text{ K}$, $h_1 = 300,19\text{ kJ/kg}$, $T_3 = 1248\text{ K}$
 $k =$ ketetapan gas ideal = 1,4

Menentukan kondisi udara keluar kompresor digunakan perbandingan tekanan pada perbandingan optimum (r_p) untuk mendapatkan efisiensi yang lebih tinggi, yaitu[6]:

$$r_p = \left(\frac{T_{max}}{T_{min}}\right)^{\frac{k}{2(k-1)}} \quad (1)$$

$$r_p = \left(\frac{1248}{300}\right)^{1,4/2(1,4-1)}$$

$$r_p = 12$$

$$P_2 = r_p \cdot P_1 \quad (2)$$

$$P_2 = 12,275\text{ bar}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3)$$

$$T_2 = (12,28)^{1,4-1} \cdot 300$$

$$T_2 = 611,88\text{ K}$$

P_2 adalah tekanan pada kompresor, temperatur pada kompresor adalah T_2 . Dari formula dihasilkan nilai dari temperatur kompresor kemudian menggunakan cara interpolasi dari tabel property udara diperoleh nilai dari entalpi kompresor (h_2) sebesar 625,96 kJ/kg.

Sehingga kerja kompresor ideal (W_{ki}) bisa ditentukan menggunakan formula sebagai berikut:

$$\begin{aligned} W_{ki} &= h_2 - h_1 \quad (4) \\ &= 625,96\text{ kJ/kg} - 300,19\text{ kJ/kg} \\ &= 325,77\text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Kondisi aktual perencanaan

Untuk menentukan keadaan pada titik 2, yaitu keadaan aktualnya maka ditetapkan $\eta_k = 0,88$ (antara 0,85 - 0,90 untuk kompresor aksial)[7].

Jadi kerja aktual kompresor (W_{ka}) dapat diformulasikan sebagai berikut:

$$W_{ka} = \frac{W_{ki}}{\eta_k} \quad (5)$$

$$W_{ka} = \frac{325,77}{0,88}$$

$$W_{ka} = 370,20\text{ kJ/kg}$$

Sehingga akan diperoleh entalpi kompresor aktual (h_{2a}):

$$h_{2a} = W_{ka} + h_1 \quad (6)$$

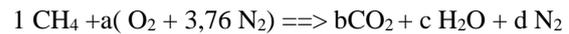
$$h_{2a} = 370,20 + 300,19$$

$$h_{2a} = 670,39\text{ kJ/kg}$$

Menggunakan tabel property udara dengan cara interpolasi diperoleh temperatur aktual output kompresor (T_{2a}) yaitu sebesar: $T_{2a} = 658\text{ K} = 385^\circ\text{C}$ dari formulasi maka dapat digambarkan diagram h-s seperti pada gambar 3.

Proses pada Ruang Bakar

Daya yang dihasilkan turbin tergantung dari entalpi di ruang bakar. Untuk itu perlu dianalisis reaksi pembakaran yang terjadi pada ruang bakar. Dari analisis akan didapatkan perbandingan bahan bakar dengan udara yang dibutuhkan, sehingga laju aliran massa menuju turbin bisa ditentukan. Bahan bakar yang dipakai di asumsikan gas metana 100%. dengan reaksi pembakaran komponen bahan bakar: Untuk CH4

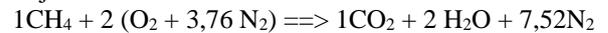


Persamaan diatas disetarakan sebagai berikut:

$$\text{Unsur C} : b = 1, \text{Unsur H} : 2c = 4b = 2, \text{Unsur O} :$$

$$2a = 2b + c = 2, \text{Unsur N}_2 : d = 3,76a = 7,52.$$

Sehingga persamaan reaksi (stoikiometri) yang terjadi adalah:



Maka akan diperoleh massa bahan bakar CH4:

$$\text{Untuk Massa CH}_4 = 1 \times 16,04$$

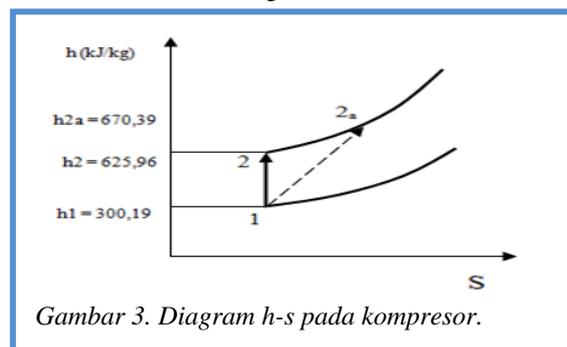
$$= 16,04\text{ kg/mol}$$

Sedangkan massa udara yang dibutuhkan adalah:

$$\text{massa} = \text{mol} \times \text{Mr}$$

$$= 2 \times (32 + (3,76 \times 28))$$

$$= 274,56\text{ kg}$$



Gambar 3. Diagram h-s pada kompresor.

Sehingga perbandingan udara bahan bakar termal (AFR_{th}) bisa ditentukan dengan formula,

$$AFR_{th} = \frac{\text{Massa Udara}}{\text{Massa Bahan Bakar}} \quad (7)$$

$$AFR_{th} = \frac{274,56 \text{ kg}}{16,04 \text{ kg/mol}} = 17,1 \text{ kg}$$

Dalam perbandingan AFR_{TH} bisa dikatakan butuh 17,1kg udara untuk membakar 1kg metana. Untuk menghitung perbandingan bahan bakar aktual ($AFR_{akt.}$) menggunakan perhitungan temperatur udara keluar dari kompresor 338° C. Dengan pertimbangan bahan yang dipakai sudu ditetapkan temperatur gas masuk turbin 975° C. Maka dapat ditentukan faktor kelebihan udara (*excess air*) sebesar 3,2 [7], sehingga digunakan persamaan:

$$\lambda = \frac{AFR_{akt} - AFR_{th}}{AFR_{th}} \times 100\% \quad (8)$$

$$3,27 = \frac{AFR_{akt} - 17,1 \text{ kg}}{17,1 \text{ kg}} \times 100\%$$

$$AFR_{akt} = 73,1$$

$$FAR_{akt} = \frac{1}{AFR_{akt}} = 0,0136 \quad (9)$$

Kerugian pada ruang bakar sebesar (2-3)% [5] diambil 2%

$$P_3 = P_{2a} - \Delta P_b \quad (10)$$

$$= 12,50 - (0,02 \times 12,50)$$

$$= 12,3 \text{ bar}$$

Sehingga tekanan pada titik 3 sebesar 12,3 bar, dengan menggunakan nilai temperatur dari gas masuk turbin sebesar 1248 K bisa ditentukan nilai entalpi turbin (h_3). Dengan menggunakan tabel property udara dengan formula interpolasi maka akan diperoleh nilai $h_3 = 1346,2$ kJ/kg. Kerugian pada ruang bakar bisa dilihat pada gambar 4.

Analisis termodinamika pada Turbin

Temperatur dan Tekanan udara keluar Turbin

Tekanan keluar turbin ideal sama dengan tekanan atmosfer, sehingga bisa diformulasikan sebagai berikut:

$$P_4 = P_a = 1,003 \text{ bar}$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left[\frac{p_4}{p_3} \right]^{\frac{k-1}{k}} \quad (11)$$

$$T_4 = \left[\frac{12,3}{1,013} \right]^{\frac{1,4-1}{1,4}} \times 1248$$

$$T_4 = 612,24 \text{ K}$$

Dengan formula interpolasi dari tabel property diperoleh entalpi keluaran turbin (h_4) 625,96 kJ/kg

Kerja Turbin

Kondisi kerja ideal turbin

$$W_{Ti} = h_3 - h_4 \quad (12)$$

$$W_{Ti} = 1346,2 - 625,96$$

$$W_{Ti} = 720,23 \text{ kJ/kg}$$

Kondisi kerja Aktual Turbin

Untuk menentukan kerja turbin yang sebenarnya/kerja aktual turbin (W_{Ta}), maka ditentukan efisiensi isentropis turbin, dipilih 0,85 (antara 0,82-0,89)[7].

$\eta_T = \text{efisiensi turbin} = 0,85$

maka bisa diformulasikan :

$$W_{Ta} = \eta_T \times W_{Ti} \quad (13)$$

$$W_{Ta} = 0,85 \times 720,23$$

$$W_{Ta} = 612,19 \text{ kJ/kg}$$

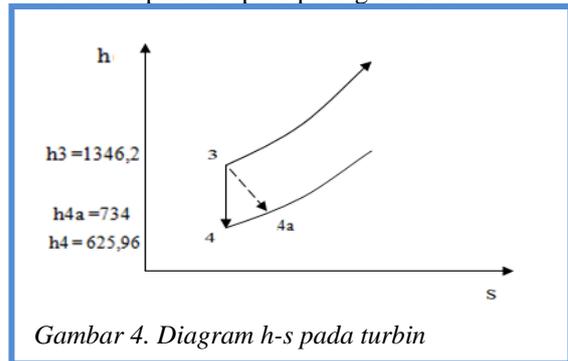
Sehingga diperoleh entalpi turbin aktual (h_{4a}) dan temperatur aktual turbin (T_{4a}) perencanaan :

$$h_{4a} = h_3 - W_{Ta} \quad (14)$$

$$h_{4a} = 1346,2 - 612,19$$

$$h_{4a} = 734 \text{ kJ/kg}$$

Dari tabel property udara dengan menggunakan formula interpolasi diperoleh temperatur udara keluar turbin secara aktual sebesar, $T_{4a} = 728$ K. untuk memperjelas analisis entalpi pada turbin ideal dan aktual ditampilkan seperti pada gambar 4.



Gambar 4. Diagram h-s pada turbin

Generator Listrik

Dalam proses pembebanan listrik arus bolak balik ada suatu unsur yang terlihat dalam proses konversi daya, yaitu; Daya nyata yang diukur dengan Watt, karena besaran inilah yang terlibat dalam konversi daya.; Daya relatif, tidak berpengaruh pada proses konversi daya, tetapi suatu kebutuhan ekonomis, daya relatif hanya membebani biaya investasi dan bukan biaya operasi.

Suatu beban membutuhkan daya relatif yang besar karena dua hal, yaitu; karakteristik beban itu sendiri yang tidak bisa dihindari; Proses Konversi daya didalam alat.

Dari dasar - dasar tersebut maka daya yang harus disuplai oleh turbin ke Generator haru dapat memenuhi kebutuhan daya nyata dan daya relatif.

Daya yang direncanakan atau daya keluaran (nyata) generator yang direncanakan (P_G) 2,5 kW

Daya semu generator (P_S) bisa ditentukan dengan formula:

$$P_S = \frac{P_G}{\cos \phi} = \frac{2,5}{0,8} = 3,125 \text{ kW} \quad (15)$$

Daya netto turbin

$$P_E = \frac{P_G}{\eta_G \times \eta_{TR} \times \cos \phi} \quad (16)$$

$$P_E = \frac{2,5 \text{ kW}}{0,9 \times 1 \times 0,8}$$

$$P_E = 3,472 \text{ kW}$$

Laju Aliran Massa Udara dan Bahan Bakar

Untuk menentukan laju aliran massa udara dari bahan bakar maka keadaan dihitung pada temperatur rata-rata udara atmosfer yang dihisap kompresor, hal ini berguna untuk mendapatkan perbedaan daya keluar sistem tidak terlalu besar jika sistem bekerja

pada temperatur rendah atau temperatur tinggi pada kondisi udara atmosfer. Laju aliran massa udara dan bahan bakar ini akan dipergunakan untuk menentukan daya dari kompresor dan turbin.

$$m_a = \frac{P_E}{\left[1 + \frac{m_f}{m_a}\right] W_{Ta} - W_{ka}} \quad (17)$$

$$m_a = \frac{3,472kW}{\left[1 + 0,0137\right] 612,19 - 370,2}$$

$$m_a = 0,0139 \frac{kg}{s}$$

$$m_f = m_a \times AFR_{akt}$$

$$m_f = 0,0139 \times 0,0137 = 0,0002 \text{ kg/s}$$

Kesetimbangan Energi Pada ruang Bakar

Ruang bakar tidak menghasilkan dan tidak memerlukan energi mekanis, jadi $w = 0$, jika proses pembakaran dianggap adiabatik maka $\Delta EP \cong 0$ karena relatif kecil dibanding dengan besaran lainnya. Untuk memenuhi kesetimbangan energi pada ruang bakar nilai LHV diasumsikan sebesar 50000 kJ/kg, formulasi untuk ruang bakar dapat dituliskan[8]:

$$\frac{\Sigma(m \text{ produk} \times h \text{ produk})}{\Sigma(m \text{ reaktan} \times h \text{ reaktan})} =$$

(18)

Sehingga,

$$h_{2a} + m_f \times LHV = (m_a + m_f) h_3$$

$$670,39 \frac{kJ}{kg} + (0,0002 \frac{kg}{s} \times 50000 \frac{kJ}{kg}) =$$

$$\left(0,0139 \frac{kg}{s} + 0,0002 \frac{kg}{s}\right) \times 1346 \frac{kJ}{kg}$$

$$19 \text{ kJ/s} = 19 \text{ kJ/s}$$

Artinya dalam ruang bakar terjadi kesetimbangan energi. Untuk menjelaskan proses kesetimbangan energi yang terjadi pada sistem turbin gas bisa dilihat pada gambar 5.

Udara Pembakaran

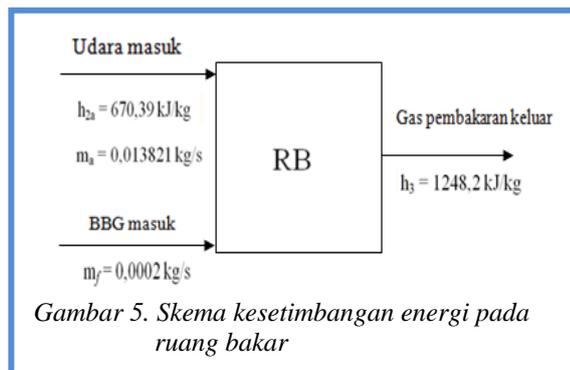
Udara pembakaran adalah perbandingan antara AFR_{akt} dengan AFR_{th} yang digunakan untuk menentukan persentase udara pembakaran.

$$\tau = \frac{AFR_{akt}}{AFR_{th}} \quad (19)$$

$$\tau = \frac{66,3741}{2,053201} = 32,327$$

Kerja Netto

Kerja spesifik netto adalah selisih antara kerja spesifik turbin dengan kerja spesifik kompresor yang digunakan untuk menentukan nilai efisiensi siklus [9].



Gambar 5. Skema kesetimbangan energi pada ruang bakar

$$W_{net} = W_{Ta} - W_{ka} \quad (20)$$

$$W_{net} = 612,19 - 370,20$$

$$W_{net} = 242 \text{ kJ/kg}$$

Back Work Ratio

Backwork ratio merupakan nilai persentase kerja spesifik turbin yang digunakan untuk menggerakkan kompresor.

$$Bwr = \frac{W_{ka}}{W_{Ta}} \quad (21)$$

$$Bwr = \frac{370,20}{612,19} = 0,6047\%$$

Efisiensi Thermal Siklus

Efisiensi thermal ini merupakan efisiensi total dari siklus yang terjadi pada analisis termodinamika tersebut[9].

$$\eta_{\tau h} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} \times 100\% \quad (22)$$

$$\eta_{\tau h} = \frac{W_{net}}{h_3 - h_{2a}} \times 100\%$$

$$\eta_{\tau h} = \frac{242}{1342 - 670,39} \times 100\%$$

$$\eta_{\tau h} = 35,81\%$$

Panas Masuk

Panas masuk adalah suplai panas dari ruang bakar sebesar (Q_{in}) [9]:

$$Q_{in} = h_3 - h_{2a} \quad (23)$$

$$Q_{in} = 1346 \text{ kJ/kg} - 670,39 \text{ kJ/kg} = 675,80 \text{ kJ/kg}$$

Panas Keluar

Panas keluar yang dimaksud adalah panas keluar dari turbin gas.

$$Q_{out} = h_{4a} - h_1 \quad (24)$$

$$Q_{out} = 734 - 300,19$$

$$Q_{out} = 433,81 \text{ kJ/kg}$$

Daya Tiap Komponen Instalasi Turbin Gas

Daya Kompresor

Daya kompresor yang dibutuhkan pada instalasi mikro gas turbin adalah:

$$P_K = m_a \times W_{ka} \quad (25)$$

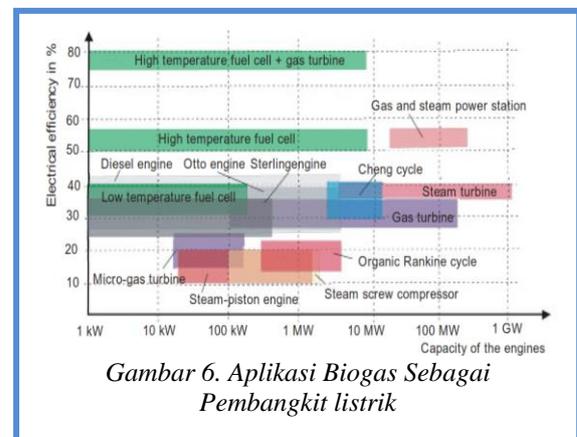
$$P_K = 0,01382 \text{ kg/s} \times 370,20 \text{ kJ/kg} = 5,116636 \text{ kW}$$

Daya Turbin Gas

Daya total dari instalasi turbin gas adalah:

$$P_T = P_K + P_E \quad (26)$$

$$P_T = 5,11664 + 3,472 = 8,589 \text{ kW}$$



Gambar 6. Aplikasi Biogas Sebagai Pembangkit listrik

Pembuktian Daya Turbin

$$W_T = m_a + m_f \times W_{T_a} \quad (27)$$
$$W_T = \frac{0,01382 \text{ kg}}{\text{s}} + \frac{0,0002 \text{ kg}}{\text{s}} \times \frac{612,19 \text{ kJ}}{\text{kg}}$$
$$W_T = \frac{8,589 \text{ kJ}}{\text{s}}$$

$$W_T = 8,589 \text{ kW}$$

Gambar 6 menunjukkan posisi Mikrogas Turbin yang menghasilkan nilai efisiensi listrik dengan kapasitas engine, sehingga kedepan penentuan kapasitas Mikrogas Turbin untuk aplikasi pembangkit listrik tenaga biogas harus memperhatikan nilai efisiensi listrik[10].

4. Simpulan

Setelah dilakukan analisis pada perancangan mikro gas turbin berbahan bakar biogas kapasitas 2,5 kW, maka dapat di simpulkan bahwa daya kompresor (P_K) yang dibutuhkan 5,2 kW, daya turbin (P_T) 8,6 kW, daya poros efektif turbin gas (P_E) 3,4 kW dan efisiensi thermal siklus (η_{TR}) adalah 35,81%.

Daftar Acuan

- [1] J. J. Lee and J.E., "Performance Test and Component Characteristic Evaluation of Micro Gas Turbine," *J. Mech. Sci. Technol.*, pp. 141–152, 2007.
- [2] S. Wongchanapai, H. Iwai, M. Saito, and H. Yoshida, "Performance evaluation of a direct-biogas solid oxide fuel cell-micro gas turbine (SOFC-MGT) hybrid combined heat and power (CHP) system," *J. Power Sources*, vol. 223, pp. 9–17, Feb. 2013.
- [3] A. Wresta, A. Saepudin, S. Arifin, S. Henny, A. Dian, and Kusnadi., "Efficiency Aanalysis Of Spark Ignition Biogas Genset For Electricity Power Generation In Baiturrahman Islamic Boarding School, West Java, Indonesia," *J. Teknol. Univ. Teknol. Malaysia*, 2016.
- [4] J. Jonsson, O., Polman, E., Jensen, J.K., Eklund, R., Schyl, H. & Ivarson, "Sustainable gas enters the European gas distribution system," *Danish gas Technol. Cent.*, 2003.
- [5] Teodorita Al S, R. Dominik, P. Heinz, K. Michael, F. Tobias, V. Silke, R. J. Biogas, and H. Denmark, *Biogas HANDBOOK*. 2008.
- [6] Arismunandar W, *Pengantar Turbin Gas Dan Motor Propulis*. Dirjen Dikti Depdiknas, 2001.

- [7] Dietzel F and S. Dakso, "Turbin Pompa Dan Kompresor." Cetakan Ke-empat, Erlangga, Jakarta, 1993.
- [8] I. Thamrin and R. Pamungkas, "DENGAN METODE CHEMICAL WASH TERHADAP UNJUK KERJA SIKLUS TURBIN GAS dan KARAKTERISTIK ALIRAN ISENTROPIK PADA TURBIN IMPULS GE MS 6001B di PERTAMINA UP III PLAJU," *REKAYASA MESIN*, vol. 15, p. 16, 2015.
- [9] C. Yunus, *Thermodynamics An Engineering Approach*, 7th Editio. New York: MC Graw Hill Book Company, 1989.
- [10] M. H. Hasan, T. M. I. Mahlia, and H. Nur, "A review on energy scenario and sustainable energy in Indonesia," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, no. 4, pp. 2316–2328, 2012.