
**ANALISA UNJUK KERJA TURBIN GAS PLTG DUAL FUEL SYSTEM
(STUDY KASUS DI PT. XXX SIAK)****⁽¹⁾Veny Selviyanty, ⁽²⁾Aris Fiatno**⁽¹⁾Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Andalas⁽²⁾Program Studi Teknik Industri, Fakultas Teknik Universitas Pahlawan Tuanku Tambusai

E-mail : venyselviyanty@gmail.com

ABSTRAK

PT. XXX melakukan servis turbin gas kawasaki GPB80 dengan data terakhir penggunaan bahan bakar gas pada turbin gas unit 6 rata-rata 32.028 liter/hari dan pemakaian bahan bakar solar pada turbin unit 3 adalah 39.111 liter/hari. Penelitian ini dilakukan dengan observasi lapangan dan studi literatur. Observasi lapangan didapatkan data sebagai berikut: tekanan, temperatur pada titik-titik yang telah ditetapkan, mesin pembangkit, lingkungan sekitar dan data pendukung yang dibutuhkan. Pemakaian bahan bakar spesifik yang didapat pada turbin gas unit 6 dengan menggunakan bahan bakar solar yaitu sebesar 0,049 l/kW.jam. efisiensi turbin yang didapat pada turbin gas unit 3 dengan menggunakan bahan bakar solar yaitu sebesar 9,02 %. Penurunan performa Torsi pada turbin gas unit 3 sebesar 6186 N.m diakibatkan oleh temperatur T2 rata-rata sebesar 85 °C sebelum masuk ke ruang bakar sehingga proses pembakaran tidak sempurna di ruang bakar yang mengakibatkan efisiensi *thermal* pada turbin gas unit 3 tidak sebanding dengan Spesifik *Fuel Consumption* atau pemakaian bahan bakar solar terhadap daya efektif yang dihasilkan. Spesifik *fuel consumption* pada turbin gas unit 3 sebesar 0,06 l/kW.h sedangkan pada turbin gas unit 6 sebesar 0,04 l/k.W.h.

Kata kunci: Turbin Gas, Unjuk Kerja, Pemborosan Bahan bakar, Gas dan Solar

ABSTRACT

PT. XXX serviced the Kawasaki GPB80 gas turbine with the latest data on the use of gas fuel in gas turbine unit 6 on average 32,028 liters / day and the use of diesel fuel in turbine unit 3 is 39,111 liters / day. This research was conducted with field observations and literature studies. Field observations obtained the following data: pressure, temperature at predetermined points, engine generator, the surrounding environment and required supporting data. The specific fuel consumption obtained in unit 6 gas turbines using diesel fuel is 0.049 l / kW hour. turbine efficiency obtained in unit 3 gas turbines using diesel fuel is 9.02%. Decreased Torque performance in unit 3 gas turbine of 6186 Nm caused by an average T2 temperature of 85 0C before entering the combustion chamber so that the combustion process is incomplete in the combustion chamber resulting in thermal efficiency in the unit 3 gas turbine not proportional to the Specific Fuel Consumption or usage diesel fuel against the effective power produced. The specific fuel consumption in unit 3 gas turbine is 0.06 l / kW.h while the unit 6 gas turbine is 0.04 l / k.W.h.

Keywords: Gas Turbines, Performance, Waste of Fuel, Gas and Solar

A. PENDAHULUAN

PT. XXX melakukan servis turbin gas kawasaki GPB80 dengan data terakhir penggunaan bahan bakar gas pada turbin gas unit 6 rata-rata 32.028 liter/hari dan pemakaian bahan bakar solar pada turbin unit 3 adalah 39.111 liter/hari (sumber dari PT. XXX). Turbin gas GPB80 menggunakan generator model PGT 200A-2 dengan daya 9000 kw dan kecepatan putaran poros dari turbin sebesar 13790 rpm dengan frekuensi yang dimiliki 60 Hz. Penelitian ini dilakukan dengan observasi lapangan dan studi literatur. Observasi lapangan didapatkan data sebagai berikut: tekanan, temperatur pada titik-titik yang telah

ditetapkan, mesin pembangkit, lingkungan sekitar dan data pendukung yang dibutuhkan (Martin et al., 2016). Keseluruhan data tersebut sebagai parameter untuk melakukan analisa energi secara termodinamika. Dari parameter – parameter termodinamika tersebut menjadi rujukan dalam penyelesaian masalah terjadinya penurunan unjuk kerja pembangkit dan pemborosan bahan bakar dari 32.028 liter/hari menjadi 39.111 liter/hari (Sumber : PT. PT.XXX) selain itu tujuan yang dicapai dari penelitian ini adalah untuk Menganalisa dan mengetahui besarnya penurunan Unjuk Kerja pembangkit Turbin Gas dan Menganalisa serta mengetahui besarnya pemborosan bahan bakar pada pembangkit Turbin gas .

B. PEMBAHASAN

Peralatan dan bahan pendukung meliputi spesifikasi teknis pembangkit, bahan bakar,dan data kondisi lingkungan pada saat dilakukan penelitian.:

Spesifikasi Teknis Turbin Gas.

- a. Turbin Gas
 - Model : Kawasaki GPB80
 - Tipe : Axial
- b. Jumlah Tingkat : 4
 - Kompresor (Compressor)
 - Tipe : Axial
 - Jumlah Tingkat : 11
 - Rasio Kompresi : 16:1
 - Efisiensi Kompresor : 83%
- c. Sistem Pembakaran
 - Tipe : Can Type
 - Jumlah Pembakar : 6
- d. Generator
 - Model : PGT 200A-2
 - No. Pabrik : 0A006668
 - No. Seri : PG 02102
 - Rasio : 7657
 - Daya : 9000 Kw
- e. Kopling
 - Tipe : Flexible
 - Daya : 8000 kW
- f. Alternator
 - Tipe : Synchronous AC generator
 - Daya : 7600 kW atau 35 deg C
 - Voltage : 13000 V
 - Frekuensi : 60 Hz
 - Kutub : 4
 - Putaran : 1800 rpm
 - Power Faktor (Cos ϕ) : 0.90
 - Proteksi : IP 20



Gbr 1: Penutup Turbin gas Kawasaki GPB80



Gambar 3.5 Turbin Gas GPB 80 (Wood & Sc, 1990)



1. Spesifikasi Bahan Bakar
 - Bahan bakar : Solar / HSD/MGO/ADO
 - LHV : 19.606,00 BTU/Lbm
 - Berat Jenis/SG : 0,8120 kg/ltr
 - Data tersebut diambil dari (Industries et al., 2003).

2. SCADA (Supervisory Control and Data Acquisition)

SCADA berfungsi untuk pengambilan data pada peralatan pembangkit atau gardu induk, pengolahan informasi yang diterima, sampai reaksi yang ditimbulkan dari hasil pengolahan informasi.

Hasil Perhitungan Unjuk Kerja PLTG Dual Fuel System

Data – data unjuk kerja PLTG *dual fuel system* yang diperlukan dalam penelitian ini,yaitu :

Pemakaian bahan bakar turbin gas berupa solar, daya efektif, data temperatur lingkungan (T1), data temperatur kompresor (T2), Data temperatur ruang bakar (T3), dan data temperatur udara gas buang turbin (T4).

Data-data ini diperoleh dari *Log Sheet/Scada* di ruangan monitor/*Control room* PLTG BOB PT.BSP pada bulan juli dan bulan agustus 2016 seperti dilihat pada tabel lampiran 1.1-1.4.

Tabel 1.1 Data pemakaian solar dan daya Efektif yang dihasilkan pada turbin gas unit 3 yang menggunakan bahan bakar solar ditahun 2016

TGL	Pemakaian Bahan Bakar Solar (liter)	Daya Efektif (kW)
1	38050	3835
2	39364	3888
3	38290	3897
4	39506	3898
5	38180	3911
6	39111	3907
7	38718	4009
8	38034	4087
9	39495	4047
10	38481	3985
11	38290	3967
12	39477	4081
13	38050	4042
14	39364	4020
15	38290	4016
16	32028	3847
17	39794	3916
18	37933	3947
19	38682	3945
20	38755	3594
21	37905	3925
22	38307	3995
23	37898	3874
24	38115	3902
25	38675	4007
26	38029	3900
27	39586	4071
28	38485	4006
29	37975	3923
30	38870	3965
31	38146	3972



Tabel 1.4 Data temperatur turbin gas unit 6 yang menggunakan bahan bakar solar ditahun 2016

TGL	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)
1	25,1	S1	420	361
2	25,1	S1	420	361
3	25,1	S2	421	360
4	25	S2	421	360
5	25	S1	421	360
6	25	S1	421	361
7	25	S2	421	361
8	25,1	S2	420	361
9	25,1	S1	421	361
10	25	S1	421	361
11	25	S1	420	361
12	25	S1	420	361
13	25,1	S2	420	361
14	25,1	S1	421	360
15	25,1	S1	421	360
16	25	S1	420	360
17	25	S2	421	361
18	25	S2	420	361
19	25	S2	420	361
20	25	S1	421	360
21	25	S1	421	361
22	25	S1	421	362
23	25	S2	421	360
24	25	S2	421	360
25	25	S2	420	360
26	25	S2	420	361
27	25	S2	420	361
28	25,1	S1	421	361
29	25,1	S1	421	361
30	25	S1	421	360
31	25,1	S1	420	361

Selanjutnya data tersebut diolah dengan persamaan-persamaan untuk menghitung Torsi, Kerja kompresor, Kerja Turbin, Panas Masuk, Pemakaian Bahan Bakar Spesifik, dan Efisiensi *Thermal*.

Perhitungan Unjuk Kerja PLTG Dual Fuel System

1. Torsi Turbin Gas unit 3 yang menggunakan bahan bakar solar

Hasil perhitungan Torsi dapat menggunakan persamaan (Lebele-Alawa & Jo-Appah, 2015) :

$$T = \frac{N_e \times 60 \times 1000}{2 \pi n} = 6710,28 \text{ N.m}$$

Jadi, dari hasil perhitungan teoritis didapat nilai torsi turbin gas unit 3 yang menggunakan bahan bakar solar sebesar 6710,28 N.m. Hasil perhitungan selanjutnya dapat dilihat pada tabel 1.8-1.9



Tabel 1.8 Hasil perhitungan torsi Turbin unit 3 secara teoritis berdasarkan kecepatan turbin ditahun 2016 bahan bakar solar

TGL	Nc	Speed (rpm)	Torsi (N.m)
1	3835	5550	6601,824755
2	3888	5550	6693,062489
3	3897	5550	6708,555689
4	3898	5550	6710,277156
5	3911	5550	6732,656223
6	3907	5550	6725,770356
7	4009	5550	6901,359959
8	4087	5550	7035,63436
9	4047	5550	6966,775693
10	3985	5550	6860,044758
11	3967	5550	6829,058358
12	4081	5550	7025,30556
13	4042	5550	6958,168359
14	4020	5550	6920,296092
15	4016	5550	6913,410226
16	3847	5550	6622,482355
17	3916	5550	6741,263557
18	3947	5550	6794,629024
19	3945	5550	6791,186091
20	3594	5550	6136,951282
21	3925	5550	6756,756757
22	3995	5550	6877,259425
23	3874	5550	6668,961956
24	3902	5550	6717,163023
25	4007	5550	6897,917025
26	3900	5550	6713,72009
27	4071	5550	7008,090893
28	4006	5550	6896,195559
29	3923	5550	6753,313823
30	3965	5550	6825,615424
31	3972	5550	6837,665691

Tabel 1.9 Hasil perhitungan torsi Turbin unit 6 secara teoritis berdasarkan kecepatan turbin di tahun 2016 bahan bakar solar

TGL	Nc	Putaran (rpm)	Torsi (N.m)
1	3839	5550	6608,710621
2	3845	5550	6619,039422
3	3899	5550	6711,998623
4	4216	5550	7257,703563
5	3926	5550	6810,122224
6	3761	5550	6474,436222
7	4029	5550	6935,789292
8	4125	5550	7122,694095
9	3772	5550	6493,372353
10	3747	5550	6450,335686
11	3938	5550	6779,135824
12	3976	5550	6844,351558
13	4005	5550	6894,474092
14	4218	5550	7261,146497
15	3829	5550	6591,499955
16	3916	5550	6741,263557
17	4089	5550	7039,077294
18	3978	5550	6847,994491
19	3848	5550	6615,596488
20	3887	5550	6691,341023
21	3938	5550	6779,135824
22	4085	5550	7032,191427
23	3869	5550	6660,384622
24	3911	5550	6732,656223
25	3772	5550	6493,372353
26	3895	5550	6873,316492
27	4087	5550	7035,63436
28	4045	5550	6968,33276
29	3977	5550	6846,273025
30	3940	5550	6782,578757
31	3963	5550	6822,172491

2. Kerja kompresor Turbin gas unit 3 yang menggunakan bahan bakar solar

Data yang dicantumkan pada tabel Lampiran 1.1 - tabel 1.4 dalam cara penghitungannya adalah data rata-rata ditahun 2016 dengan menggunakan bahan bakar solar pada turbin gas unit 3.

Dimana Menghitung Nilai *Entalphi* (*h*) Pada Setiap Titik Pengukuran yaitu sebagai berikut :

$$W_k = h_2 - h_1$$

Titik pengukuran 1, udara sebelum memasuki kompresor 25⁰ C

$$25^0 C = 298,16 K$$

Dari tabel Gas-ideal properties udara didapatkan :

Temperatur 298 K, h= 298,18 kJ/kg



Temperatur 300 K, $h = 300,19 \text{ kJ/kg}$

Dengan cara literasi kemudian didapatkan nilai *enthalpi* (h_1) untuk temperatur 25°C atau $298,16 \text{ K}$ jadi, didapat nilai h_1 dari persamaan literasi adalah sebesar $h_1 = 298,3408 \text{ kJ/kg}$ dan nilai tersebut dapat dilihat dari tabel lampiran 1.5 gas ideal *properties* udara.

Titik pengukuran 2, udara keluar dari kompresor 86°C

$$86^\circ \text{C} = 359,16 \text{ K}$$

Dari tabel Gas-ideal *properties* udara didapatkan :

Temperatur 350 K, $h = 350,49 \text{ kJ/kg}$

Temperatur 360 K, $h = 360,58 \text{ kJ/kg}$

Dengan cara literasi kemudian didapatkan nilai *enthalpi* (h_2) untuk temperatur 86°C atau $359,16 \text{ K}$ Jadi, didapat nilai h_2 dari persamaan literasi adalah sebesar $h_2 = 359,73 \text{ kJ/kg}$ dan nilai tersebut dapat dilihat dari tabel Lampiran 1.5 gas ideal *properties* udara.

Tabel 1.5 Tabel Gas-ideal properties udara h_1 dan h_2

TABLE A-17

Ideal-gas properties of air

T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg · K	T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg · K
200	199.97	0.3363	142.56	1707.0	1.29559	580	586.04	14.38	419.55	115.7	2.37348
210	209.97	0.3987	149.69	1512.0	1.34444	590	596.52	15.31	427.15	110.6	2.39140
220	219.97	0.4690	156.82	1346.0	1.39105	600	607.02	16.28	434.79	105.8	2.40902
230	230.02	0.5477	164.00	1205.0	1.43557	610	617.53	17.30	442.42	101.2	2.42644
240	240.02	0.6355	171.13	1084.0	1.47824	620	628.07	18.36	450.09	96.92	2.44356
250	250.05	0.7329	178.28	979.0	1.51917	630	638.63	19.44	457.78	92.84	2.46048
260	260.09	0.8405	185.45	887.8	1.55848	640	649.22	20.64	465.50	88.99	2.47716
270	270.11	0.9590	192.63	808.0	1.59634	650	659.84	21.96	473.25	85.34	2.49354
280	280.13	1.0889	199.79	738.0	1.63279	660	670.47	23.13	481.01	81.89	2.50985
285	285.14	1.1584	203.33	706.1	1.65055	670	681.14	24.45	488.81	78.61	2.52589
290	290.16	1.2311	206.91	676.1	1.66802	680	691.82	25.85	496.62	75.50	2.54175
295	295.17	1.3068	210.49	647.9	1.68515	690	702.52	27.29	504.45	72.56	2.55731
298	298.16	1.3543	212.54	631.9	1.69528	700	713.27	28.80	512.33	69.76	2.57277
300	300.19	1.3860	214.07	621.2	1.70203	710	724.04	30.38	520.23	67.07	2.58810
305	305.22	1.4686	217.67	596.0	1.71865	720	734.82	32.02	528.14	64.53	2.60319
310	310.24	1.5546	221.25	572.3	1.73498	730	745.62	33.72	536.07	62.13	2.61803
315	315.27	1.6442	224.85	549.8	1.75106	740	756.44	35.50	544.02	59.82	2.63280
320	320.29	1.7375	228.42	528.6	1.76690	750	767.29	37.35	551.99	57.63	2.64737
325	325.31	1.8345	232.02	508.4	1.78249	760	778.18	39.27	560.01	55.54	2.66176
330	330.34	1.9352	235.61	489.4	1.79783	780	800.03	43.95	576.12	51.64	2.69013
340	340.42	2.149	242.82	454.1	1.82790	800	821.95	47.75	592.30	48.08	2.71787
350	350.49	2.379	250.02	422.2	1.85708	820	843.98	52.59	608.59	44.84	2.74504
360	360.58	2.626	257.24	393.4	1.88543	840	866.08	57.60	624.95	41.85	2.77170
370	370.67	2.892	264.46	367.2	1.91313	860	888.27	63.09	641.40	39.12	2.79783
380	380.77	3.176	271.69	343.4	1.94001	880	910.56	68.98	657.95	36.61	2.82344
390	390.88	3.481	278.93	321.5	1.96633	900	932.93	75.29	674.58	34.31	2.84856
400	400.98	3.806	286.16	301.6	1.99194	920	955.38	82.05	691.28	32.18	2.87324
410	411.12	4.153	293.43	283.3	2.01699	940	977.92	89.28	708.08	30.22	2.89748
420	421.26	4.522	300.69	266.6	2.04142	960	1000.55	97.00	725.02	28.40	2.92128
430	431.43	4.915	307.99	251.1	2.06533	980	1023.25	105.2	741.98	26.73	2.94468

Dari hasil perhitungan literasi h_1 dan h_2 (Patel & Karamchandani, 1997) maka didapat kerja kompresor yaitu :

$$W_k = h_2 - h_1$$

$$W_k = 61,39 \text{ kJ/kg}$$

Efisiensi Kompresor yaitu 83% atau 0,83

$$W_k = 50,95 \text{ kJ/kg}$$

Jadi, kerja kompresor hasil teoritis yang didapat pada turbin gas unit 3 dengan menggunakan bahan bakar solar yaitu sebesar $50,95 \text{ kJ/kg}$. Hasil perhitungan selanjutnya dapat dilihat pada tabel lampiran 1.10-1.11.



Tabel 1.10 Hasil perhitungan kerja kompresor Turbin unit 3 secara teoritis ditahun 2016 bahan bakar solar

TGL	T1 (K)	T2 (K)	M1	M2	Efisiensi Kompresor (%)	WK (KJ/kg)
1	298,16	359,16	298,3405333	359,73244	0,83	50,95528253
2	298,16	359,16	298,3405333	359,73244	0,83	50,95528253
3	298,16	358,16	298,3405333	358,72344	0,83	50,11781253
4	298,16	358,16	298,3405333	358,72344	0,83	50,11781253
5	298,36	358,16	298,3418	358,72344	0,83	49,9507612
6	298,16	358,16	298,3405333	358,72344	0,83	50,11781253
7	298,16	358,16	298,3405333	358,72344	0,83	50,11781253
8	298,16	358,16	298,3405333	358,72344	0,83	50,11781253
9	298,16	359,16	298,3405333	359,73244	0,83	50,95528253
10	298,16	359,16	298,3405333	359,73244	0,83	50,95528253
11	298,26	359,16	298,4413	359,73244	0,83	50,8716462
12	298,26	359,16	298,4413	359,73244	0,83	50,8716462
13	298,16	358,16	298,3405333	358,72344	0,83	50,11781253
14	298,16	358,16	298,3405333	358,72344	0,83	50,11781253
15	298,16	358,16	298,3405333	358,72344	0,83	50,11781253
16	298,36	358,16	298,3418	358,72344	0,83	49,9507612
17	298,16	358,16	298,3405333	358,72344	0,83	50,11781253
18	298,16	360,16	298,3405333	360,74144	0,83	51,79275253
19	298,16	360,16	298,3405333	360,74144	0,83	51,79275253
20	298,26	359,16	298,4413	359,73244	0,83	50,8716462
21	298,16	359,16	298,3405333	359,73244	0,83	50,95528253
22	298,26	358,16	298,4413	358,72344	0,83	50,0541762
23	298,16	358,16	298,3405333	358,72344	0,83	50,11781253
24	298,16	359,16	298,3405333	359,73244	0,83	50,95528253
25	298,16	359,16	298,3405333	359,73244	0,83	50,95528253
26	298,26	359,16	298,4413	359,73244	0,83	50,8716462
27	298,36	359,16	298,3418	359,73244	0,83	50,7882512
28	298,16	358,16	298,3405333	358,72344	0,83	50,11781253
29	298,26	358,16	298,4413	358,72344	0,83	50,0541762
30	298,26	358,16	298,4413	358,72344	0,83	50,0541762
31	298,16	358,16	298,3405333	358,72344	0,83	50,11781253

Tabel 1.11 Hasil perhitungan kerja kompresor Turbin unit 6 secara teoritis di tahun 2016 bahan bakar solar

TGL	T1 (K)	T2 (K)	M1	M2	Efisiensi Kompresor %	WK (KJ/kg)
1	298,26	354,16	298,4413	354,68744	0,83	46,6842962
2	298,26	354,16	298,4413	354,68744	0,83	46,6842962
3	298,26	355,16	298,4413	355,69644	0,83	47,3217662
4	298,16	355,16	298,3405333	355,69644	0,83	47,60540253
5	298,16	354,16	298,3405333	354,68744	0,83	46,76793253
6	298,16	354,16	298,3405333	354,68744	0,83	46,76793253
7	298,16	355,16	298,3405333	355,69644	0,83	47,60540253
8	298,26	355,16	298,4413	355,69644	0,83	47,3217662
9	298,26	354,16	298,4413	354,68744	0,83	46,6842962
10	298,16	354,16	298,3405333	354,68744	0,83	46,76793253
11	298,16	354,16	298,3405333	354,68744	0,83	46,76793253
12	298,16	354,16	298,3405333	354,68744	0,83	46,76793253
13	298,26	355,16	298,4413	355,69644	0,83	47,3217662
14	298,26	354,16	298,4413	354,68744	0,83	46,6842962
15	298,26	354,16	298,4413	354,68744	0,83	46,6842962
16	298,16	354,16	298,3405333	354,68744	0,83	46,76793253
17	298,16	355,16	298,3405333	355,69644	0,83	47,60540253
18	298,16	355,16	298,3405333	355,69644	0,83	47,60540253
19	298,16	355,16	298,3405333	355,69644	0,83	47,60540253
20	298,16	354,16	298,3405333	354,68744	0,83	46,76793253
21	298,16	354,16	298,3405333	354,68744	0,83	46,76793253
22	298,16	354,16	298,3405333	354,68744	0,83	46,76793253
23	298,16	355,16	298,3405333	355,69644	0,83	47,60540253
24	298,16	355,16	298,3405333	355,69644	0,83	47,60540253
25	298,16	355,16	298,3405333	355,69644	0,83	47,60540253
26	298,16	355,16	298,3405333	355,69644	0,83	47,60540253
27	298,16	355,16	298,3405333	355,69644	0,83	47,60540253
28	298,26	354,16	298,4413	354,68744	0,83	46,6842962
29	298,26	354,16	298,4413	354,68744	0,83	46,6842962
30	298,16	354,16	298,3405333	354,68744	0,83	46,76793253
31	298,26	354,16	298,4413	354,68744	0,83	46,6842962

Kerja Turbin gas unit 3 dengan menggunakan bahan bakar solar Data yang dicantumkan pada tabel Lampiran 1.1 - 1.3 dalam cara penghitungannya adalah data rata-rata ditahun 2016 dengan menggunakan bahan bakar solar pada turbin gas unit 3.

$$W_{\text{Turbin}} = h_3 - h_4$$

Dimana Menghitung Nilai Entalphi (*h*) (Naryono, Ir., 2013) Pada Setiap Titik Pengukuran yaitu sebagai berikut :

Titik pengukuran 3, campuran udara dan bahan bakar setelah ruang bakar sebelum memasuki Turbin 421°C

$$421^{\circ}\text{C} \times 273,16 = 694,16\text{ K}$$

Dari tabel Gas-ideal *properties* udara didapatkan :

Temperatur 690 K, $h = 702,52\text{ kJ/kg}$

Temperatur 700 K, $h = 713,12\text{ kJ/kg}$

Dengan cara literasi kemudian didapatkan nilai *enthalpi* (h_3) untuk temperatur 421°C atau $694,16\text{ K}$ Jadi, didapat nilai h_3 dari persamaan literasi adalah sebesar $h_3 = 706,992\text{ kJ/kg}$ dan nilai tersebut dapat dilihat dari tabel lampiran 1.6 gas ideal *properties* udara gambar.

Titik pengukuran 4, campuran udara dan bahan bakar meninggalkan turbin (*exhaust gas*) 360°C

$$360^{\circ}\text{C} \times 273,16 = 633,16\text{ K}$$

Dari tabel Gas-ideal *properties* udara didapatkan :

Temperatur 630 K, $h = 638,63\text{ kJ/kg}$

Temperatur 640 K, $h = 649,22\text{ kJ/kg}$

Dengan cara literasi kemudian didapatkan nilai *enthalpi* (h_4) untuk temperatur 360°C atau $633,16\text{ K}$ Jadi, didapat nilai h_4 dari persamaan literasi adalah sebesar $h_4 = 652,566\text{ kJ/kg}$ dan nilai tersebut dapat dilihat dari tabel Lampiran 1.6 gas ideal *properties* udara gambar.

Dari hasil perhitungan literasi h_3 dan h_4 maka didapat kerja Turbin yaitu :

$$W_T = h_3 - h_4$$

$$W_T = 65,016\text{ kJ/kg}$$

Efisiensi Turbin yaitu 83% atau 0,83

$$W_T = 53,96\text{ kJ/kg}$$

Jadi, kerja turbin hasil teoritis yang didapat pada turbin gas unit 3 dengan menggunakan bahan bakar solar yaitu sebesar $53,96\text{ kJ/kg}$. Hasil perhitungan selanjutnya dapat dilihat pada tabel lampiran 1.12-1.13. Panas masuk pada ruang bakar Turbin gas unit 3

Data yang dicantumkan pada tabel Lampiran 1.1- 1.4 cara penghitungannya adalah data rata-rata ditahun 2016 dengan menggunakan bahan bakar solar pada turbin gas unit 3.

Dimana Menghitung Nilai *Entalphi* (h) Pada Setiap Titik Pengukuran yaitu sebagai berikut :

$$Q_{in} = h_3 - h_2$$

Titik pengukuran 3, campuran udara dan bahan bakar setelah ruang bakar sebelum memasuki Turbin 421°C

$$421^{\circ}\text{C} = 694,16\text{ K}$$

Dari tabel Gas-ideal *properties* udara didapatkan :

Temperatur 690 K, $h = 702,52\text{ kJ/kg}$

Temperatur 700 K, $h = 713,12\text{ kJ/kg}$

Dengan cara literasi kemudian didapatkan nilai *enthalpi* (h_3) untuk temperatur 421°C atau $694,16\text{ K}$ adalah :



$$h_3 = 706,992 \text{ kJ/kg}$$

Jadi, didapat nilai h_3 dari persamaan literasi adalah sebesar $h_3=706,992 \text{ kJ/kg}$ dan nilai tersebut dapat dilihat dari tabel lampiran 1.7 gas ideal *properties* udara.

Tabel 1.7 Tabel Gas-ideal properties udara h_3 dan h_2

TABLE A-17 Ideal-gas properties of air										
T	s	P	v	u	h	T	s	P	v	u
K	kg/m ³	Pa	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg	K	kg/m ³	Pa	m ³ /kg	kJ/kg
200	199.97	0.3363	142.56	1707.0	1.29599	580	586.04	14.38	419.55	115.7
210	209.97	0.2987	149.69	1512.0	1.34444	590	596.52	15.31	427.15	110.6
220	219.97	0.2650	156.82	1344.0	1.39105	600	607.02	16.28	434.78	105.8
230	230.02	0.2477	164.00	1205.0	1.43597	610	617.53	17.30	442.42	101.2
240	240.02	0.2355	171.13	1094.0	1.47924	620	628.07	18.36	450.09	96.92
250	250.05	0.2289	178.28	979.0	1.51917	630	638.63	19.44	457.78	92.84
260	260.09	0.2265	185.45	887.8	1.55648	640	649.22	20.54	465.50	88.99
270	270.11	0.2280	192.60	808.0	1.59234	650	659.84	21.66	473.25	85.34
280	280.13	0.2329	199.75	738.0	1.62779	660	670.47	22.81	481.01	81.89
290	290.14	0.2414	206.91	676.1	1.66290	670	681.14	24.00	488.81	78.61
300	299.16	0.2531	214.07	621.1	1.69762	680	691.85	25.22	496.62	75.50
310	308.17	0.2681	221.23	572.9	1.73199	690	702.61	26.47	504.45	72.56
320	317.17	0.2864	228.40	530.6	1.76596	700	713.42	27.75	512.32	69.76
330	326.15	0.3081	235.58	494.1	1.80000	710	724.28	29.06	520.23	67.07
340	335.12	0.3334	242.76	462.4	1.83426	720	735.19	30.40	528.14	64.53
350	344.08	0.3626	249.94	435.3	1.86878	730	746.15	31.77	536.07	62.13
360	353.02	0.3960	257.12	412.7	1.90359	740	757.16	33.17	544.02	59.82
370	361.94	0.4338	264.30	394.6	1.93873	750	768.22	34.60	552.00	57.59
380	370.84	0.4764	271.48	380.9	1.97423	760	779.33	36.06	560.01	55.54
390	379.72	0.5240	278.66	371.6	2.01013	770	790.49	37.55	568.05	53.61
400	388.58	0.5769	285.84	366.6	2.04646	780	801.70	39.07	576.12	51.84
410	397.42	0.6354	293.02	364.8	2.08326	790	812.96	40.62	584.22	50.21
420	406.23	0.6998	300.20	365.1	2.12056	800	824.27	42.20	592.35	48.71
430	415.01	0.7705	307.38	367.4	2.15839	810	835.63	43.81	600.51	47.32
440	423.76	0.8479	314.56	371.7	2.19668	820	847.04	45.45	608.70	46.02
450	432.48	0.9324	321.74	377.8	2.23546	830	858.50	47.12	616.92	44.84
460	441.17	1.0244	328.92	384.7	2.27466	840	870.01	48.82	625.17	43.76
470	449.83	1.1243	336.10	392.4	2.31430	850	881.57	50.55	633.44	42.76
480	458.46	1.2326	343.28	400.8	2.35440	860	893.18	52.31	641.74	41.82
490	467.06	1.3498	350.46	409.8	2.39500	870	904.84	54.10	650.06	40.94
500	475.63	1.4764	357.64	419.4	2.43613	880	916.55	55.92	658.40	40.11
510	484.17	1.6129	364.82	429.5	2.47782	890	928.31	57.77	666.76	39.33
520	492.68	1.7600	371.99	440.1	2.51999	900	940.12	59.65	675.14	38.60
530	501.16	1.9183	379.16	451.2	2.56267	910	952.00	61.56	683.54	37.91
540	509.61	2.0884	386.33	462.7	2.60588	920	963.93	63.50	691.96	37.26
550	518.03	2.2710	393.50	474.6	2.64964	930	975.92	65.47	700.40	36.65
560	526.42	2.4667	400.67	486.8	2.69397	940	987.96	67.47	708.86	36.07
570	534.78	2.6760	407.84	499.4	2.73889	950	1000.05	69.50	717.34	35.52
580	543.11	2.8994	415.01	512.3	2.78442	960	1012.20	71.56	725.84	35.00
590	551.41	3.1374	422.18	525.5	2.83058	970	1024.41	73.65	734.36	34.50
600	559.68	3.3906	429.35	539.0	2.87738	980	1036.68	75.77	742.90	34.02

- Titik pengukuran 2, udara keluar dari kompresor 82°C
 $82^{\circ} \text{C} = 355,16 \text{ K}$

Dari tabel Gas-ideal properties udara didapatkan :

Temperatur 350 K, $h = 350,49 \text{ kJ/kg}$

Temperatur 360 K, $h = 360,58 \text{ kJ/kg}$

Dengan cara literasi kemudian didapatkan nilai *enthalpi* (h_2) untuk temperatur 84°C atau $357,16 \text{ K}$ adalah :

$$h_2 = 355,696 \text{ kJ/kg}$$

Jadi, didapat nilai h_2 dari persamaan literasi adalah sebesar $h_2=355,696 \text{ kJ/kg}$

Dari hasil perhitungan literasi h_3 dan h_2 maka didapat panas masuk yang masuk keruang bakar, yaitu :

$$Q_{in} = h_3 - h_2$$

$$Q_{in} = 351,296 \text{ kJ/kg}$$

Jadi, panas masuk yang didapat pada turbin gas unit 3 dengan menggunakan bahan bakar solar yaitu sebesar $351,296 \text{ kJ/kg}$. Hasil perhitungan selanjutnya dapat dilihat pada tabel lampiran 1.14-1.15.

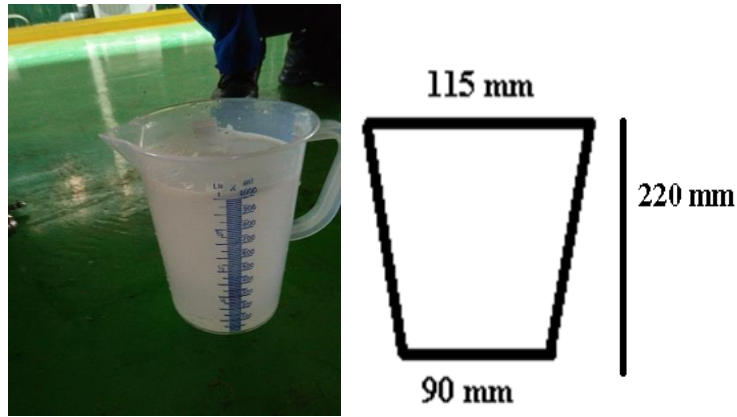
1. Pemakaian Bahan Bakar spesifik solar pada turbin gas unit 3 dan 6

Perhitungan pengujian pemakai bahan bakar solar dengan menggunakan *Tester nozel* dimana *nozel* dari turbin gas unit 3 dan 6 dilakukan pengujian selama 1 menit dengan wadah yang sama kemudian hasil dari pengukuran diambil datanya.

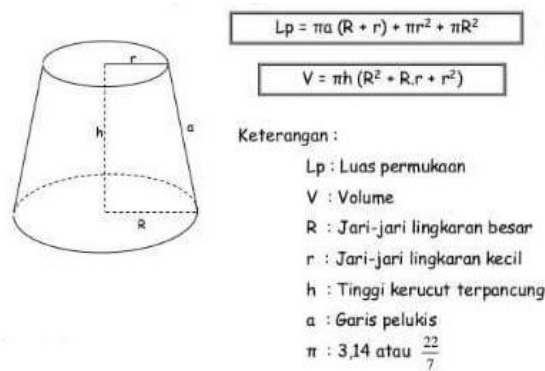
Untuk mengukur banyaknya bahan bakar yang terpakai digunakan gelas ukur, yang merupakan *fluks volume* dikalikan massa bahan bakar menghasilkan *fluks massa* atau dinyatakan dalam kg/jam . *Fluks massa* atau aliran bahan bakar dituliskan dalam persamaan berikut :

$$\Sigma m_{BB} = \frac{V}{\Delta t} \cdot \rho_{bb} \cdot 3600$$

Dan, $SFC = \frac{\sum m_{BB}}{\sum N}$



Gambar 4.1 Ukuran Wadah Pengukuran Test Nozel



Gambar 4.2 Rumus Mencari *Volume* Wadah Hasil pengukuran *test nozel* Turbin

Dimana hasil pengukuran *test nozel* yang didapat yaitu :

- a) Turbin gas unit 3
- Waktu 1 menit hasil pengukuran adalah sebesar 200 mm atau 20 cm
- Diamater besar = 115 mm atau 11,5 cm
- Diameter kecil = 90 mm atau 9 cm
- Hasil *test* = 200 mm atau 20 cm
- Masa bahan bakar solar = 0,8120 kg/liter

$$V = 3,14 \times h (R^2 + R \times r + r^2)$$

$$V = 4972,73 \text{ cm}^3 \text{ atau } 4,97 \text{ liter}$$

Jadi pemakaian bahan bakar solar yaitu:

$$\sum m_{BB} = \frac{V}{\Delta t} \cdot \rho_{bb} \cdot 3600$$



$$\Sigma m_{BB} = 242,138 \text{ liter/jam}$$

Pemakaian bahan bakar spesifik didefinisikan sebagai banyaknya bahan bakar yang terpakai per jam untuk menghasilkan setiap kW daya turbin. Pemakaian bahan bakar spesifik dipakai sebagai ukuran ekonomi pemakaian bahan bakar, semakin rendah harganya maka dapat dinyatakan sebagai efisiensi yang semakin tinggi.

$$SFC = \frac{\Sigma m_{BB}}{\Sigma N}$$

$$SFC = 0,062 \text{ liter/kW.jam}$$

Jadi, Pemakaian bahan bakar spesifik yang didapat pada turbin gas unit 3 dengan menggunakan bahan bakar solar yaitu sebesar 0,062 liter/kW.jam. Hasil perhitungan selanjutnya dapat dilihat pada tabel

b) Turbin gas unit 6

Waktu 1 menit hasil pengukuran adalah sebesar 200 mm atau 20 cm

Diamater besar = 115 mm atau 11,5 cm

Diameter kecil = 90 mm atau 9 cm

Hasil test = 160 mm atau 16 cm

Masa jenis bahan bakar solar = 0,8120 kg/liter

$$V = 3,14 \times h (R^2 + R \times r + r^2)$$

$$V = 3978,38 \text{ cm}^3 \text{ atau } 3,97 \text{ liter}$$

Jadi pemakaian bahan bakar solar yaitu :

$$\Sigma m_{BB} = \frac{V}{\Delta t} \cdot \rho_{bb} \cdot 3600$$

$$\Sigma m_{BB} = 190,01 \text{ liter/jam}$$

Pemakaian bahan bakar spesifik didefinisikan sebagai banyaknya bahan bakar yang terpakai per jam untuk menghasilkan setiap kW daya turbin. Pemakaian bahan bakar spesifik dipakai sebagai ukuran ekonomi pemakaian bahan bakar, semakin rendah harganya maka dapat dinyatakan sebagai efisiensi yang semakin tinggi.

$$SFC = \frac{\Sigma m_{BB}}{\Sigma N}$$

$$SFC = 0,049 \text{ liter/kW.jam}$$

Jadi, Pemakaian bahan bakar spesifik yang didapat pada turbin gas unit 6 dengan menggunakan bahan bakar solar yaitu sebesar 0,049 l/kW.jam. Hasil perhitungan selanjutnya dapat dilihat pada tabel lampiran 1.16-1.17.

2. Kerja Netto (Wnett) pada turbin gas unit 3 dan 6 yang menggunakan bahan bakar solar, Kerja Netto atau Kerja persatuan berat fluida dimana kerja tersebut merupakan hasil pengurangan kerja turbin terhadap kerja kompresor, dengan menggunakan persamaan 9, maka kerja netto dapat dicari sebagai berikut :

a) Kerja Netto Turbin gas unit 3 Pakai solar tahun 2016



$$W_{\text{net}} = W_T - W_k$$

Nilai Kerja Turbin dapat dilihat pada tabel lampiran 1.12 dan nilai kerja kompresor dapat dilihat pada tabel lampiran 1.10

$$W_{\text{net}} = 2,11 \text{ kJ/kg}$$

Jadi, kerja netto turbin gas unit 3 yaitu sebesar 2,11 kJ/kg. Hasil perhitungan selanjutnya dapat dilihat pada tabel lampiran 1.18.

b) Kerja Netto Turbin gas unit 6 Pakai solar tahun 2016

$$W_{\text{net}} = W_T - W_k$$

Nilai Kerja Turbin dapat dilihat pada tabel lampiran 1.13 dan nilai kerja kompresor dapat dilihat pada tabel lampiran 1.11

$$W_{\text{net}} = 5,51 \text{ kJ/kg}$$

Jadi, kerja netto turbin gas unit 6 yaitu sebesar 5,51 kJ/kg. Hasil perhitungan selanjutnya dapat dilihat pada tabel lampiran 1.19. Efisiensi Termal (η_{th}) pada turbin gas unit 3 dan 6 yang menggunakan bahan bakar solar

Efisiensi *thermal* menyatakan perbandingan antara daya yang dihasilkan terhadap jumlah energi bahan bakar yang diperlukan untuk jangka waktu tertentu.

Efisiensi *thermal* dihitung dengan menggunakan persamaan :

a) Efisiensi *thermal* Turbin gas unit 3 Pakai solar tahun 2016

$$\eta_{th} = \frac{W_{\text{net}}}{Q_{in}} \times 100 \%$$

$$\eta_{th} = 0,61 \%$$

Jadi, efisiensi *thermal* yang didapat pada turbin gas unit 3 dengan menggunakan bahan bakar solar yaitu sebesar 0,61 %. Hasil perhitungan selanjutnya dapat dilihat pada tabel lampiran 1.20.

b) Efisiensi *thermal* Turbin gas unit 6 Pakai solar tahun 2016

$$\eta_{th} = \frac{W_{\text{net}}}{Q_{in}} \times 100 \%$$

$$\eta_{th} = 1,57 \%$$

Jadi, efisiensi *thermal* yang didapat pada turbin gas unit 6 dengan menggunakan bahan bakar solar yaitu sebesar 1,57 %. Hasil perhitungan selanjutnya dapat dilihat pada tabel lampiran 1.21.

1. Efisiensi Turbin Gas (η_t) pada turbin gas unit 3 dan 6 yang menggunakan bahan bakar solar

Pada sistem turbin gas, turbin gas menghasilkan kerja dan digunakan untuk menggerakkan kompresor dan memutar generator. Untuk menghitung efisiensi dari turbin gas digunakan perbandingan panas masuk dari sisi inlet kompresor turbin dengan daya yang dihasilkan oleh generator yang dinyatakan dalam persamaan :

- a) Efisiensi Turbin gas unit 3 dengan bahan bakar solar tahun 2016

$$\eta_t = \frac{Q_{in}}{N_e} \times 100\%$$

Nilai Q_{in} dapat dilihat pada tabel lampiran 1.14 dan daya efektif (N_e) dapat dilihat pada tabel 1.1

$$\eta_t = \frac{Q_{in}}{N_e} \times 100\%$$

$$\eta_t = 9,02 \%$$

Jadi, efisiensi turbin yang didapat pada turbin gas unit 3 dengan menggunakan bahan bakar solar yaitu sebesar 9,02 % Hasil perhitungan selanjutnya dapat dilihat pada tabel lampiran 1.22.

- b) Efisiensi Turbin gas unit 3 Pakai solar tahun 2016

$$\eta_t = \frac{Q_{in}}{N_e} \times 100\%$$

Nilai Q_{in} dapat dilihat pada tabel lampiran 1.15 dan daya efektif (N_e) dapat dilihat pada tabel 1.2

$$\eta_t = \frac{Q_{in}}{N_e} \times 100\%$$

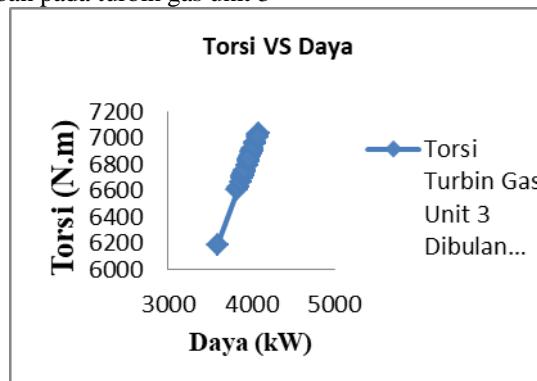
$$\eta_t = 9,15 \%$$

Jadi, efisiensi turbin yang didapat pada turbin gas unit 6 dengan menggunakan bahan bakar solar yaitu sebesar 9,15 % Hasil perhitungan selanjutnya dapat dilihat pada tabel lampiran 1.23.

Grafik Unjuk Kerja PLTG Dual Fuel System

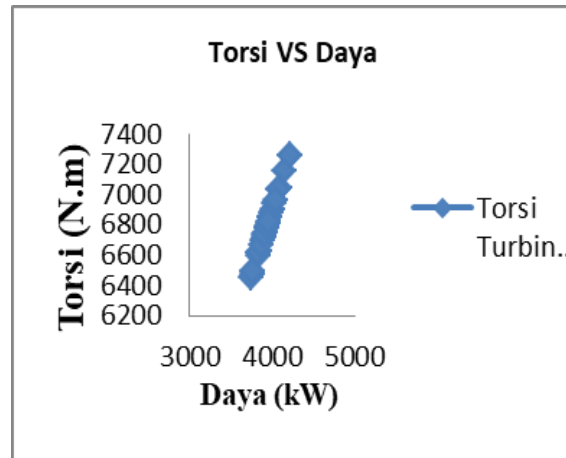
Torsi

- a. Torsi terhadap beban pada turbin gas unit 3



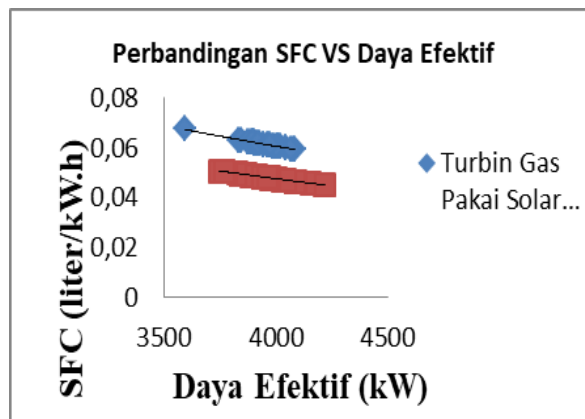
Gambar 4.3 Torsi terhadap beban pada turbin gas unit 3 bahan bakar solar

- b. Torsi terhadap beban pada turbin gas unit 6



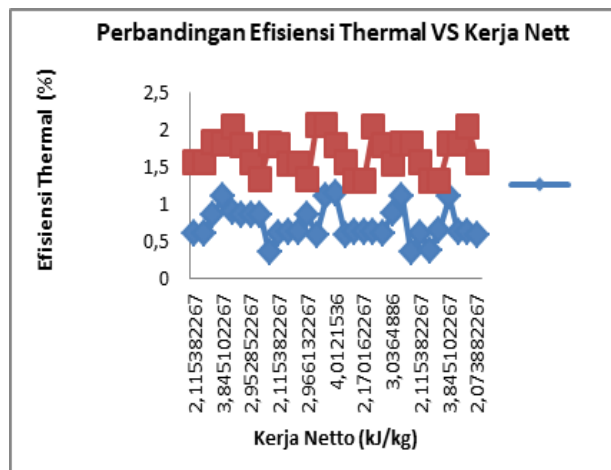
Gambar 4.4 Torsi terhadap beban pada turbin gas unit 6 bahan bakar solar

1. Pemakaian bahan bakar spesifik (SFC) terhadap daya yang dihasilkan turbin gas unit 3 dan 6 ditahun 2016 dengan menggunakan bahan bakar solar



Gambar 4.5 Perbandingan SFC VS Daya Efektif

2. Grafik Perbandingan Efisiensi *Thermal* terhadap kerja Netto turbin gas unit 3 dan 6 ditahun 2016 dengan menggunakan bahan bakar solar



Gambar 4.6 Perbandingan Efisiensi *Thermal* VS Kerja Netto (Wnett)**Pembahasan**

1. Dari grafik Torsi terhadap beban di atas dapat kita lihat bahwa adanya perbedaan torsi yang dihasilkan pada Turbin gas unit 3 dan turbin gas unit 6. Torsi Tertinggi pada Turbin Gas unit 3 yaitu lebih kurang 7035 N.m sedangkan Torsi terendah pada turbin gas unit 3 yaitu 6186 N.m . Torsi tertinggi pada turbin gas unit 6 yaitu 7257 N.m dan Torsi terendahnya yaitu 6493 N.m. Hal ini dipengaruhi oleh daya efektif yang dihasilkan turbin gas. Dimana semakin besar daya efektif yang dihasilkan maka torsi yang dihasilkan akan besar juga. Dimana torsi merupakan ukuran kemampuan mesin untuk melakukan kerja, jadi torsi adalah suatu energi. Besaran torsi digunakan untuk menghitung energi yang dihasilkan dari benda yang berputar pada porosnya. Hakikatnya daya efektif yang dihasilkan oleh turbin gas berbanding lurus terhadap torsi yang dihasilkan. Jadi torsi yang dihasilkan pada turbin gas unit 3 lebih rendah dibandingkan dengan turbin gas unit 6 karena daya efektif yang dihasilkan pada bulan agustus lebih rendah. Penurunan daya efektif tersebut disebabkan adanya gangguan pada turbin gas.
2. Dari Grafik Perbandingan SFC VS Daya Efektif diatas dapat kita lihat konsumsi bahan bakar yang digunakan pada turbin gas unit 3 dan turbin gas unit 6 dengan menggunakan bahan bakar solar terdapat perbedaan. Pemakaian bahan bakar spesifik didefinisikan sebagai banyaknya bahan bakar yang terpakai per jam untuk menghasilkan setiap *kW* daya turbin. Pemakaian bahan bakar spesifik dipakai sebagai ukuran ekonomi pemakaian bahan bakar, semakin rendah harganya maka dapat dinyatakan sebagai efisiensi yang semakin tinggi. Pada turbin gas unit 3 pemakaian bahan bakar spesifiknya tinggi karena proses pembakaran diruang bakar dilakukan pada *nozle* yang salah satu penyebabnya yaitu tidak sempurna nya *nozle* menyemprotkan bahan bakar solar diruang bakar karena terjadinya penyumbatan pada *nozle* turbin gas unit 3.
3. Efisiensi *thermal* menyatakan perbandingan antara Kerja *Netto* yang dihasilkan terhadap jumlah energi bahan bakar yang diperlukan untuk jangka waktu tertentu. Dari grafik diatas bahwa efisiensi *thermal* terhadap kerja turbin unit 3 terjadi penurunan rata-rata sebesar 0,3 % sedangkan pada turbin unit 6 terjadi kenaikan rata-rata sebesar 2 %. Artinya Hasil penelitian memperlihatkan efisiensi *thermal* turbin gas yang terbaik berada pada pada turbin gas unit 6 dibandingkan pada Turbin Gas unit 3.

C. KESIMPULAN

Dari hasil penelitian diatas, dapat di simpulkan bahwa: Diperoleh perbandingan unjuk kerja yang dihasilkan PLTG PT.BSP pada turbin gas unit 3 dan turbin gas unit 6 dan dari hasil perbandingan performance Turbin gas sebagai berikut :

1. Penurunan performa Torsi pada turbin gas unit 3 sebesar 6186 N.m diakibatkan oleh temperatur T2 rata-rata sebesar 85 °C sebelum masuk ke ruang bakar sehingga proses pembakaran tidak sempurna diruang bakar yang mengakibatkan efisiensi *thermal* pada turbin gas unit 3 tidak sebanding dengan Spesifik *Fuel Consumption* atau pemakaian bahan bakar solar terhadap daya efektif yang dihasilkan.
2. Peningkatan konsumsi bahan bakar dipicu oleh kotornya *nozle* pada turbin gas unit 3 menyebabkan kerja turbin dengan kerja kompresor sama, agar terjadi rasio udara-bahan bakar yang tepat di ruang bakar maka *nozle* pada turbin unit 3 di bersihkan supaya *nozle* bersih menyemprotkan bahan bakar keruang bakar.
3. Dari hasil perhitungan unjuk kerja pembangkit Turbin Gas,dapat diperoleh unjuk kerja akhir sebagai berikut :
 - a) Efisiensi *Thermal* yg dihasilkan pada turbin gas unit 3 sebesar 0,3 % sedangkan pada turbin gas unit 6 sebesar %,terdapat perbedaan antara efisiensi *thermal* turbin gas unit 3 dan unit 6 dimana perbedaan tersebut diakibatkan oleh kerja turbin dan kerja kompresor yang dihasilkan hampir sama nilainya.
 - b) Efisiensi turbin unit 3 yang terendah yaitu sebesar 8,4 % sedangkan efisiensi tertinggi dari turbin gas unit 3 yaitu sebesar 9,6%.
 - c) Efisiensi turbin unit 6 yang terendah yaitu sebesar 8,3 % sedangkan efisiensi tertinggi dari turbin gas unit 3 yaitu sebesar 9,4%.



- d) Kerja *netto* yang dihasilkan turbin gas unit 3 paling tinggi sebesar 2,9 sedangkan pada turbin gas unit 6 paling tinggi sebesar 7,2.
- e) Spesifik *fuel consumption* pada turbin gas unit 3 sebesar 0,06 l/kW.h sedangkan pada turbin gas unit 6 sebesar 0,04 l/k.W.h.

Daftar Pustaka

- Industries, K. H., Systems, K. M., & Systems, K. M. (2003). *KAWASAKI GAS TURBINE GENERATOR SETS* (Vol. 05, Issue 71). Kawasaki heavy Industries, LTD.
- Lebele-Alawa, B. T., & Jo-Appah, V. (2015). Thermodynamic Performance Analysis of a Gas Turbine in an Equatorial Rain Forest Environment. *Journal of Power and Energy Engineering*, 03(01), 11–23. <https://doi.org/10.4236/jpee.2015.31002>
- Martin, A., Miswandi, Prayitno, A., Kurniawan, I., & Romy. (2016). Exergy analysis of gas turbine power plant 20 MW in Pekanbaru-Indonesia. *International Journal of Technology*, 7(5), 921–927. <https://doi.org/10.14716/ijtech.v7i5.1329>
- Naryono, Ir., L. B. (2013). Analisis Efisiensi Turbin Gas Terhadap Beban Operasi Pltgu Muara Tawar Blok 1. *Sintek*, 7(2), 78–94.
- Patel, R. C., & Karamchandani, C. J. (1997). *Elements of Heat Engines. I*, 117–124. <http://www.thermodynamicsheatengines.com/HeatEnginesVol2Chapter4RS.pdf>
- Wood, E. I. D. P., & Sc, M. (1990). Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers , Part D : Journal of Automobile Engineering A model of vehicle rollover due to side impact collision. In *Journal of Turbomachinery* (Vol. 134, Issue 1). <https://doi.org/10.1243/PIME>