

Eksperimental Bentuk Sudu Turbin Pelton Setengah Silinder Pada Variasi Sudut Keluaran Air Untuk Pembangkit Listrik Tenaga Picohydro

Sutomo¹⁾ Arief Budiman²⁾

^{1, 2} adalah Dosen Fakultas Teknik Universitas Merdeka Madiun

email : sutomo@yahoo.com,

Water turbine is prime mover that converts the kinetic energy of the water flow at high velocity into mechanical energy in the form of turbine wheel rotation. One type is a water turbine is pelton turbine, where the main components is runner where was mounted around a hemispherical -shaped blade and nozzle . During this form of pelton turbine blades are widely used form of bowls (bucket), with the size and number of a particular blade, while the other form is rarely used . To determine how much influence the change in shape of the blade to the turbine generated power, it is necessary to research on changes in the shape of the pelton turbine blade performance. In this study aims to do exactly the pelton turbine performance experiments on the effect of changes in the characteristics of the type of half - cylinder blades . Stages of the research is to design and plan a pelton turbine with several variations of the output angle of water on a half - cylinder - shaped blade, and then investigate the optimization of the output angle of water on the turbine blade pelton turbine performance . The parameters measured in the test is the water flow rate, water pressure at the nozzle , turbine shaft rotation and torque . Specified parameters and is variable in this study is the output angle of water on the blade, namely : 170° , 173° , 176° and 179° . Results obtained from this research is pelton water turbine with output angle of water on the blade (β_2) of 179° produces mechanical power and highest efficiency of 462.60 watts, with 71.62 % mechanical efficiency and overall system efficiency of 30.02 % . Differences lowest turbine mechanical power (at $\beta_2 = 170^{\circ}$) and the highest (at $\beta_2 = 179^{\circ}$) amounted to 9.12 watts, or 1.97 %

Keywords : Pelton turbine, nozzle, vanes, Angle Output Water

PENDAHULUAN

Sumber energi potensial air dapat dimanfaatkan dengan cara mengubah energi tersebut ke dalam bentuk energi listrik melalui teknologi sistem pembangkit listrik tenaga air (PLTA) yang terdiri dari komponen utama reservoir, turbin air, generator listrik, dan instalasi perpipaan. Turbin air merupakan penggerak mula yang mengubah energi kinetik dari aliran air dengan kecepatan tinggi menjadi energi mekanik berupa putaran roda turbin. Energi mekanik tersebut kemudian digunakan memutar generator untuk menghasilkan energi listrik. Turbin air yang biasa digunakan adalah jenis impuls. Turbin impuls

yang hingga kini masih digunakan dibuat oleh Alan Lester Pelton pada tahun 1875. Turbin ini kemudian dikenal dengan turbin pelton. Turbin pelton terdiri dari roda jalan (*runner*) yang di sekelilingnya dipasang sudu berbentuk *hemispherical*, dan sebuah nosel.

Sistem pembangkit listrik tenaga air berskala kecil telah dikembangkan di beberapa negara untuk memenuhi kebutuhan listrik di daerah pedalaman, antara lain : Columbian Alternator System di Kolombia, Peltric Set di Nepal dan Pico Power Pack di Amerika. Ketiga sistem tersebut menggunakan turbin impuls sebagai penggerak mula (Maher and Smith,

2001). Turbin Pelton merupakan salah satu jenis turbin yang sesuai untuk karakteristik daerah yang memiliki tinggi jatuh (*head*) tinggi karena bentuk kelengkungan sudu yang tajam. Secara teori perubahan daya aliran ke daya mekanis akan maksimum jika sudut sudu keluaran adalah 180° , namun dalam prakteknya turbin pelton dianjurkan memiliki sudut sudu keluaran 165° (Finnemore dan Franzini, 2006). Kinerja turbin pelton salah satunya dipengaruhi oleh kualitas aliran jet yang dihasilkan oleh nosel. Kualitas aliran jet akan berpengaruh terhadap karakteristik aliran selama berinteraksi dengan permukaan sudu (*bucket*) (Kvicinsky dkk (2002)).

Runner turbin pelton pada dasarnya terdiri atas cakram dan sejumlah sudu yang terpasang disekelilingnya dengan sambungan mur-baut. Satu bilah sudu biasanya terdiri dari 2 buah mangkuk sudu (*bucket*). Bagian tengah dari kedua bentuk sudu tersebut mempunyai penyekat yang berfungsi sebagai pemecah aliran air dari nosel (jet) sehingga aliran buang setelah menumbuk sudu terbelokkan agar tidak mengganggu gerakan sudu-sudu yang lain.

Selama ini bentuk sudu turbin Pelton yang banyak digunakan adalah bentuk mangkuk (*bucket*), dengan ukuran dan jumlah sudu tertentu, sedang bentuk yang lain jarang digunakan. Untuk mengetahui seberapa besar pengaruh perubahan bentuk sudu terhadap daya yang dibangkitkan turbin, maka perlu dilakukan penelitian tentang perubahan bentuk sudu turbin pelton terhadap kinerjanya.

DASAR TEORI & METODE EKSPERIMENTAL

Turbin air merupakan mesin fluida yang mengubah energi potensial air menjadi energi mekanis dalam bentuk putaran poros. Biasanya putaran

poros turbin dimanfaatkan untuk memutar mekanisme generator untuk menghasilkan energi listrik. Sebelum melakukan perancangan dan pemilihan turbin air, diperlukan uji kelayakan dan analisis terhadap sumber daya air yang akan dimanfaatkan energi potensialnya. Terutama ketersediaan head dan debit air dari sumber aliran air untuk beban yang dirancang. Kategori head yang tersedia dari sumber aliran air diklasifikasikan sebagai berikut^[3] :

1. Head tinggi (lebih dari 100 m)
2. Head sedang (30 sampai 100 m)
3. Head rendah (kurang dari 30 m)

Setelah mengetahui potensi head yang ada pada sumber aliran air, selanjutnya menentukan jenis turbin dan beban yang direncanakan. Dimana beban rencana tersebut tidak boleh melampaui ketersediaan potensi energi dari sumber aliran air, karena akan berakibat tidak tercapainya efisiensi maksimum operasional dan merugikan secara ekonomis. Menurut Dilip Singh (2009), klasifikasi turbin air ditinjau dari jenis pembangkit dan daya keluaran turbin yaitu:

1. Large-Hydro (daya keluaran lebih dari 100 MW)
2. Medium-Hydro (daya keluaran mulai 15 MW sampai 100 MW)
3. Small-Hydro (daya keluaran mulai 1 MW sampai 15 MW)
4. Mini-Hydro (daya keluaran mulai 100 kW sampai 1 MW)
5. Micro-Hydro (daya keluaran mulai 5 kW sampai 100 kW)
6. Pico-Hydro (daya keluaran sampai 5 kW)

Ditinjau dari cara turbin air merubah energi potensial aliran menjadi energi putar atau aksi air terhadap sudu jalan turbin, dapat digolongkan dalam dua kategori yaitu : Turbin impuls dan Turbin reaksi. Turbin impuls adalah turbin dimana proses penurunan tekanan dari air hanya terjadi pada sudu pengarahnya saja dan pengisian air pada roda turbin dilakukan pada sebagian dari

keliling roda turbin. Sehingga turbin impuls juga disebut turbin pengisian sebagian (*partial admission turbine*) atau disebut juga turbin aksi (*action turbine*). Yang termasuk jenis turbin impuls yaitu : Turbin Pelton, Kincir Air,

Kecepatan keluar nosel :

$$V_1 = C_v \sqrt{2gH}$$

Dimana : V_1 = kecepatan air keluar nosel (m/s)

C_v = koefisien kecepatan (0,98 – 0,99)

H = tinggi tekan (head) (m)

g = percepatan gravitasi bumi (m/s^2)

Kecepatan Runner turbin :

$$U = \phi \sqrt{2gH} \text{ dimana :}$$

U = Kecepatan runner turbin (m/s)

ϕ = Koefisien kecepatan runner (0,43 – 0,48)

g = Percepatan gravitasi bumi ($9,81 m/s^2$)

H = Head (m)

Diameter Efektif Runner :

$$D = \frac{60.U}{\pi.n} \text{ dimana :}$$

D = Diameter efektif runner (m)

U = Kecepatan runner turbin (m/s)

n = Putaran runner turbin (rpm)

Diameter Nosel :

$$d_n = \sqrt{\frac{4.Q}{\pi.U}} \text{ dimana :}$$

d_n = Diameter nosel (m)

U = Kecepatan runner turbin (m/s)

Q = Debit air (m^3/s)

Daya yang dibangkitkan oleh turbin dapat ditentukan dengan menggunakan prinsip impuls momentum. Pada saat pancaran air mengenai sudu, maka sudu mulai bergerak, sudu yang bergerak ini

$$P_t = \rho Q (V_1 - u) (1 - k \cos \beta_2) u$$

Turbin Ossberger (*cross flow turbine*), dan Turbin Turgo.

Parameter dan dimensi utama dari turbin Pelton dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut :

Jumlah Sudu :

$$Z = 5,4 \sqrt{\frac{D}{d_n}} \text{ dimana :}$$

Z = Jumlah sudu (buah)

d_n = Diameter nosel (m)

D = Diameter efektif runner (m)

Lebar Sudu :

$$B = (2,8 - 3,4).d_n$$

Panjang Sudu :

$$L = (2,3 - 3,4).d_n$$

Lubang Sudu :

$$M = (0,81 - 1,05).d_n$$

Kecepatan Spesifik Turbin :

$$N_s = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \text{ dimana :}$$

N_s = Kecepatan spesifik turbin (m/s)

n = Putaran turbin (m/s)

Q = Debit air (m^3/s)

H = Head (m)

Daya input :

$$P_i = \rho g H Q$$

Dimana : Q = debit air (m^3/s)

ρ = massa jenis air (kg/m^3)

selanjutnya posisinya digantikan oleh sudu berikutnya, sehingga seolah-olah sudu selalu berada ditempat yang sama. Sehingga besarnya daya turbin dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

Dimana : β_2 = adalah sudut pantul (air keluar sudu), (optimal pada 180°)

k = adalah faktor gesek permukaan sudu (0,8 sampai 0,9)

Torsi (T) yang dihasilkan poros turbin :

$T = F \times r$ Dimana :

T = torsi poros turbin (Nm)

F = pembebanan (N)

r = panjang lengan torsi (m)

Daya Mekanis Poros Turbin (P_m)

$$P_m = \frac{2\pi.T.n}{6000} \quad \text{Dimana :}$$

P_m = daya mekanis (Kw)

T = torsi keluaran mesin (Nm)

n = putaran / menit (rpm)

Efisiensi Mekanik :

$$\eta_m = \frac{P_{mekanik}}{P_i} = \frac{P_{mekanik}}{\rho Q (V_1 - u)(1 - k \cos \beta_2) u}$$

Efisiensi Total :

$$\eta_t = \frac{P_{mekanik}}{P_{input}} = \frac{P_{mekanik}}{\rho g h Q}$$

Daya Listrik Yang Dihasilkan Generator :

$P_e = V \times i$ Dimana :

P_e = daya listrik (watt)

V = tegangan listrik (Volt)

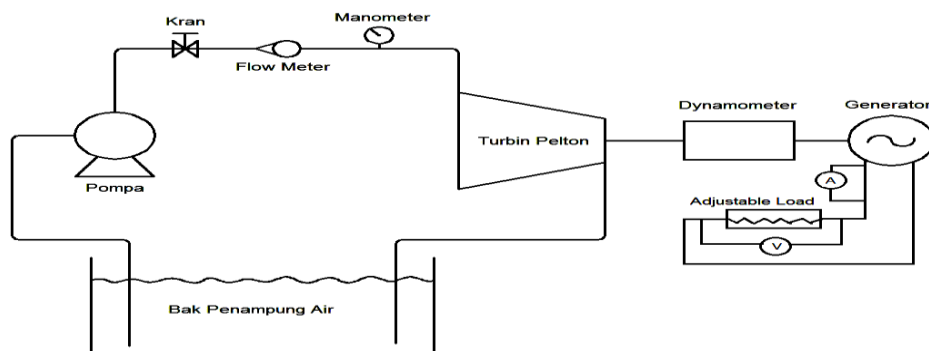
i = kuat arus (Ampere)

Efisiensi Sistem :

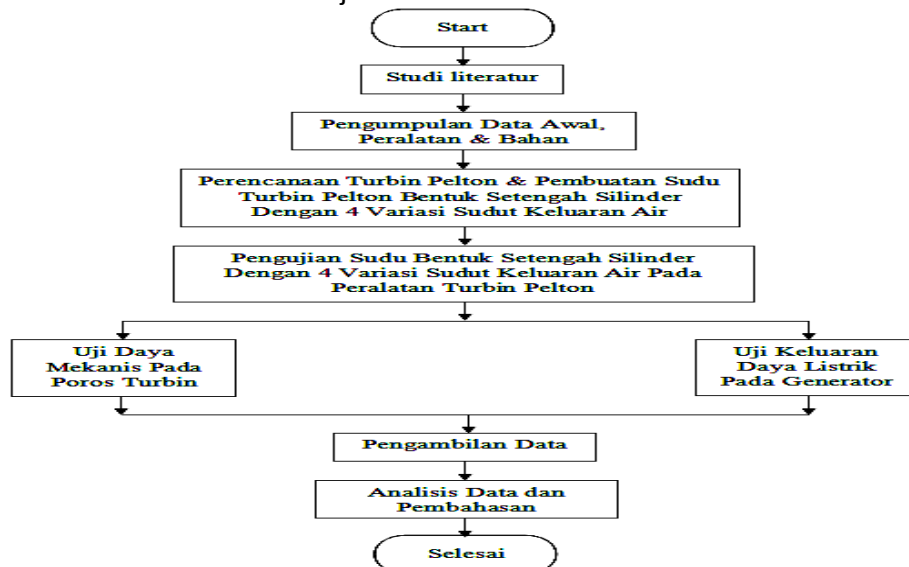
$$\eta = \frac{P_e}{P_i}$$

Langkah-langkah dan skema pengujian turbin pelton dengan bentuk sudu setengah silinder dapat dilihat

pada gambar dan diagram alir berikut ini :



Gambar 1. Skema Peralatan Uji Turbin Pelton



Gambar 2. Diagram Alir Penelitian

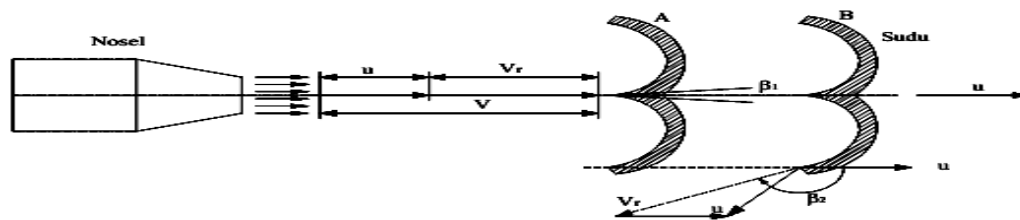
A. Pengumpulan Data Awal, Peralatan dan Bahan

Data awal yang diperlukan dalam penelitian ini meliputi : data teknis dari spesifikasi pompa yang akan digunakan untuk membangkitkan turbin air dan karakteristik generator listrik yang akan digunakan. Dari kedua data teknis ini kemudian

nantinya akan direncanakan secara teoritis desain dan pemodelan dari turbin peltonnya.

B. Perencanaan dan Pembuatan Sudu Turbin

Untuk tipe sudu nantinya akan dibuat dalam 4 (empat) set sudut keluaran air pada sudu, yaitu : 170° , 173° , 176° dan 179° .



Gambar 3. Sudut Keluaran Air Pada Sudu (β_2)

Selanjutnya sudut keluaran air pada sudu tersebut dijadikan sebagai variasi pengujian pada turbin pelton. Pengujian masing-masing tipe sudut keluaran air pada sudu (variasi pengujian) tersebut dilakukan dengan cara bongkar pasang pada *runner* turbin.

C. Pengujian Sudu Turbin

Skema peralatan uji turbin air pelton dapat dilihat pada gambar 3.1. Air dari bak penampung dipompakan ke turbin melalui kran, flow meter, manometer, dan nosel. Air pada sisi *discharge* pompa, diukur besaran energinya dari parameter ukur debit (Q) oleh flow meter dan tekanan (P) oleh manometer.

Selanjutnya, energi kinetik yang dihasilkan oleh pancaran air yang keluar dari nosel terkonversi menjadi energi mekanis (putar) pada poros turbin setelah air menumbuk sudu turbin. Poros turbin dikopel dengan peralatan dynamometer (*prony break*) dan generator listrik. Daya mekanis dari putaran poros turbin diketahui berdasarkan besaran torsi yang terukur di dynamometer. Sedangkan besaran energi listrik yang dihasilkan oleh generator dapat diketahui dari Volt meter dan Ampere

meter pada saat generator terbebani oleh beban listrik.

Pengukuran kinerja turbin pelton pada peralatan ukur meliputi : debit dan tekanan air pada sisi *discharge* pompa, torsi, tegangan dan arus listrik yang dihasilkan oleh generator. Prosedur pengambilan data adalah sebagai berikut :

1. Data pertama yang diambil untuk variasi sudut keluaran air pada sudu 170° (dengan memasang sudu yang bersangkutan pada piringan (*disk*) *runner* turbin).
2. Pompa air dihidupkan dengan bukaan kran penuh.
3. Kran diputar pada posisi bukaan 25%, kemudian diambil data ukur untuk debit pada flow meter dan tekanan pada manometer.
4. Selanjutnya mengukur torsi dan putaran pada poros turbin, yaitu dengan mengukur besar gaya/beban pengereman pada *prony break* dan putaran poros turbin yang terjadi pada saat yang bersamaan.
5. Kemudian dilakukan pengukuran besar energi listrik yang dihasilkan oleh generator dengan membebaninya menggunakan *adjustable electric load*. Dari sini

akan diambil data pengukuran tegangan dan kuat arus yang dihasilkan oleh generator.

6. Untuk selanjutnya dilakukan pengukuran untuk bukaan kran 50%, 75% dan 100% dengan prosedur hampir sama dengan no.3 sampai no.5.

Untuk pengambilan data selanjutnya pada variasi radius sudut keluaran air pada sudu : 173° , 176° , dan 179° , mengikuti prosedur no. 1 sampai no. 6.

Nantinya dari data yang diambil pada masing masing variasi pengujian kemudian dianalisis dan

diperbandingkan, sehingga harapannya akan didapatkan karakteristik tipe sudu yang dapat menghasilkan efisiensi energi paling optimal.

HASIL DAN PEMBAHASAN

Rekapitulasi desain dan perhitungan teoritis unjuk kerja turbin pelton dengan daya input pompa 1,5 kW adalah sebagai berikut :

Debit (Q) input air turbin dari pompa = 75 L/min = $0,00125 \text{ m}^3/\text{s}$; Head pompa (m) = 60 m; Target putaran turbin = 1000 rpm. Dari Perencanaan dan Perhitungan didapat :

Parameter Perhitungan		Hasil Perhitungan		
Daya air pembangkit (Pa) (W)		735,75		
Kecepatan runner (U) (m/s)		15,439		
Diameter runner (D) (m)		0,29503		
Diameter Luar Runner (Do) (m)		0,32143		
Diameter Nosel (dn) (m)		0,01016		
Jumlah sudu (Z)		29		
Kecepatan Air keluar nosel (V) (m/s)		33,624		
Lebar sudu (B) (m)		0,03453		
Panjang / Tinggi sudu (L) (m)		0,02640		
Lebar lubang buang sudu (M) (m)		0,00914		

Daya Input Air (W)	735,75	735,75	735,75	735,75
Sudut β_2 ($^{\circ}$)	170	173	176	179
Daya pada Sudu (W)	627,449	629,622	631,031	631,672
Efisiensi Mekanik	0,8528	0,8558	0,8577	0,8586

Tabel 1. Rekapitulasi perencanaan & unjuk kerja turbin

Selanjutnya dari data eksperimen didapatkan :

Jenis Pengujian Sudut Keluaran Air Pada Sudu (Sudut $\beta_2 = 170^{\circ}$)	Bukaan Kran (%)			
	25	50	75	100
Waktu yang diperlukan (1 m^3)(detik)	1511	1066	904	834
Tekanan pada discharge pompa (bar)	2,9	4,1	4,8	5,3
Putaran turbin tanpa beban (rpm)	273	470	714	938
Tekanan oli pada rem (bar)	0,5	0,8	0,7	0,8
Putaran turbin pada pengereman (bar)	98	211	373	458
Nilai tahanan beban (Ohm)	6,05	1,79	1,08	0,76
Tegangan listrik pada generator (Volt)	12	12	12	12
Arus Listrik pada generator (Ampere)	1,98	6,69	11,7	15,69

Jenis Pengujian Sudut Keluaran Air Pada Sudu (Sudut $\beta_2 = 173^{\circ}$)	Bukaan Kran (%)			
	25	50	75	100
Waktu yang diperlukan (1 m^3)(detik)	1509	1063	906	832
Tekanan pada discharge pompa (bar)	2,9	4,1	4,8	5,3
Putaran turbin tanpa beban (rpm)	273	470	714	938
Tekanan oli pada rem (bar)	0,4	0,6	0,6	0,7
Putaran turbin pada pengereman (bar)	107	278	413	504
Nilai tahanan beban (Ohm)	6,11	1,77	1,07	0,75
Tegangan listrik pada generator (Volt)	12	12	12	12
Arus Listrik pada generator (Ampere)	1,96	6,78	11,20	15,96

Jenis Pengujian Sudut Keluaran Air Pada Sudu (Sudut $\beta_2 = 176^\circ$)	Bukaan Kran (%)			
	25	50	75	100
Waktu yang diperlukan (1 m^3)(detik)	1511	1068	903	830
Tekanan pada discharge pompa (bar)	2,9	4,1	4,8	5,3
Putaran turbin tanpa beban (rpm)	273	470	714	938
Tekanan oli pada rem (bar)	0,4	0,7	0,9	0,8
Putaran turbin pada pengereman (bar)	137	245	301	491
Nilai tahanan beban (Ohm)	6,01	1,77	1,08	0,75
Tegangan listrik pada generator (Volt)	12	12	12	12
Arus Listrik pada generator (Ampere)	2,00	6,79	11,15	16,05

Jenis Pengujian Sudut Keluaran Air Pada Sudu (Sudut $\beta_2 = 179^\circ$)	Bukaan Kran (%)			
	25	50	75	100
Waktu yang diperlukan (1 m^3)(detik)	1512	1066	904	832
Tekanan pada discharge pompa (bar)	2,9	4,1	4,8	5,3
Putaran turbin tanpa beban (rpm)	273	470	714	938
Tekanan oli pada rem (bar)	0,4	0,7	0,8	0,9
Putaran turbin pada pengereman (bar)	128	223	321	426
Nilai tahanan beban (Ohm)	5,99	1,74	1,06	0,74
Tegangan listrik pada generator (Volt)	12	12	12	12
Arus Listrik pada generator (Ampere)	2,00	6,88	11,30	16,16

Tabel 2. Data eksperimen

Kemudian dari data yang perhitungan dan analisis seperti diperoleh dari eksperimen, dilakukan terekapitulasi dalam tabel dibawah ini

1. Perhitungan debit & daya air pada discharge pompa :

Sudut $\beta_2 = 170^\circ$						
Bukaan Kran (%)	Waktu (detik)	Q (m^3/s)	p Air (Bar)	p air (N/m^2)	Head (m)	Daya Air (watt)
0,25	1511	0,000661813	2,9	294048,4	29,97	194,31
0,5	1066	0,000938086	4,1	415723,6	42,38	388,78
0,75	904	0,001104972	4,8	486700,8	49,61	538,39
1	834	0,001197605	5,3	537398,8	54,78	645,98

Sudut $\beta_2 = 173^\circ$						
Bukaan Kran (%)	Waktu (detik)	Q (m^3/s)	p Air (Bar)	p air (N/m^2)	Head (m)	Daya Air (watt)
0,25	1509	0,000662691	2,9	294048,4	29,97	194,12
0,5	1063	0,000940734	4,1	415723,6	42,38	388,21
0,75	906	0,001103753	4,8	486700,8	49,61	537,65
1	832	0,001201923	5,3	537398,8	54,78	645,91

Sudut $\beta_2 = 176^\circ$						
Bukaan Kran (%)	Waktu (detik)	Q (m^3/s)	p Air (Bar)	p air (N/m^2)	Head (m)	Daya Air (watt)
0,25	1511	0,000661813	2,9	294048,4	29,97	194,31
0,5	1068	0,00093633	4,1	415723,6	42,38	388,94
0,75	903	0,00110742	4,8	486700,8	49,61	538,35
1	830	0,001204819	5,3	537398,8	54,78	645,85

Sudut $\beta_2 = 179^\circ$						
Bukaan Kran (%)	Waktu (detik)	Q (m^3/s)	p Air (Bar)	p air (N/m^2)	Head (m)	Daya Air (watt)
0,25	1512	0,000661376	2,9	294048,4	29,97	194,48
0,5	1066	0,000938086	4,1	415723,6	42,38	389,78
0,75	904	0,001106195	4,8	486700,8	49,61	538,39
1	832	0,001201923	5,3	537398,8	54,78	645,91

Tabel 3. Analisis data debit & daya air

2. Perhitungan daya dan efisiensi mekanik turbin :

Sudut $\beta_2 = 170^\circ$								
Bukaan Kran (%)	p olie (Bar)	p olie (N/m ²)	d (m)	Luasan A (m ²)	Putaran (rpm)	n rem (rpm)	Daya Poros (W)	Efisiensi (x100%)
0,25	0,5	49160,58	0,075	0,001528	273	98	57,79	0,2974
0,5	0,8	76976,47	0,075	0,001528	470	211	194,82	0,5011
0,75	0,7	71996,40	0,075	0,001528	714	373	322,12	0,5983
1	0,8	82546,32	0,075	0,001528	938	458	453,48	0,702
Sudut $\beta_2 = 173^\circ$								
Bukaan Kran (%)	p olie (Bar)	p olie (N/m ²)	d (m)	Luasan A (m ²)	Putaran (rpm)	n rem (rpm)	Daya Poros (W)	Efisiensi (x100%)
0,25	0,4	45389,93	0,075	0,001528	273	107	58,26	0,3001
0,5	0,6	58477,94	0,075	0,001528	470	278	195,00	0,5023
0,75	0,6	65032,19	0,075	0,001528	714	413	322,16	0,5992
1	0,7	75752,10	0,075	0,001528	938	504	457,95	0,709
Sudut $\beta_2 = 176^\circ$								
Bukaan Kran (%)	p olie (Bar)	p olie (N/m ²)	d (m)	Luasan A (m ²)	Putaran (rpm)	n rem (rpm)	Daya Poros (W)	Efisiensi (x100%)
0,25	0,4	35520,70	0,075	0,001528	273	137	58,37	0,3004
0,5	0,7	67021,97	0,075	0,001528	470	245	196,96	0,5064
0,75	0,9	89495,50	0,075	0,001528	714	301	323,12	0,6002
1	0,8	78123,39	0,075	0,001528	938	491	460,10	0,7124
Sudut $\beta_2 = 179^\circ$								
Bukaan Kran (%)	p olie (Bar)	p olie (N/m ²)	d (m)	Luasan A (m ²)	Putaran (rpm)	n rem (rpm)	Daya Poros (W)	Efisiensi (x100%)
0,25	0,4	38266,15	0,075	0,001528	278	128	58,75	0,3021
0,5	0,7	75017,98	0,075	0,001528	473	223	200,66	0,5148
0,75	0,8	84959,77	0,075	0,001528	716	321	327,12	0,6076
1	0,9	90532,62	0,075	0,001528	936	426	462,60	0,7162

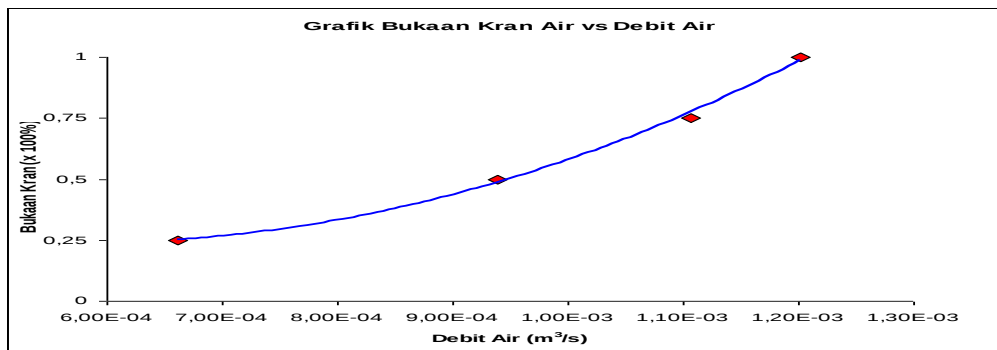
Tabel 4. Analisis data daya dan efisiensi turbin

3. Perhitungan daya generator dan efisiensi sistem :

Sudut $\beta_2 = 170^\circ$						
Bukaan Kran (%)	R beban (ohm)	Tegangan (V)	Arus (A)	P generator (Watt)	Efisiensi Generator	Efisiensi Sistem
0,25	6,05	12	1,98	23,80	0,4118	0,1225
0,5	1,79	12	6,69	80,25	0,4119	0,2064
0,75	1,08	12	11,07	132,84	0,4124	0,2467
1	0,76	12	15,69	188,28	0,4152	0,2915
Sudut $\beta_2 = 173^\circ$						
Bukaan Kran (%)	R beban (ohm)	Tegangan (V)	Arus (A)	P generator (Watt)	Efisiensi Generator	Efisiensi Sistem
0,25	6,11	12	1,96	23,55	0,4043	0,1213
0,5	1,77	12	6,78	81,39	0,4174	0,2097
0,75	1,07	12	11,20	134,38	0,4171	0,2499
1	0,75	12	15,96	191,51	0,4182	0,2965
Sudut $\beta_2 = 176^\circ$						
Bukaan Kran (%)	R beban (ohm)	Tegangan (V)	Arus (A)	P generator (Watt)	Efisiensi Generator	Efisiensi Sistem
0,25	6,01	12	2,00	23,95	0,4103	0,1233
0,5	1,77	12	6,79	81,46	0,4136	0,2094
0,75	1,08	12	11,15	133,80	0,4141	0,2485
1	0,75	12	16,05	192,65	0,4187	0,2983
Sudut $\beta_2 = 179^\circ$						
Bukaan Kran (%)	R beban (ohm)	Tegangan (V)	Arus (A)	P generator (Watt)	Efisiensi Generator	Efisiensi Sistem
0,25	5,99	12	2,00	24,05	0,4094	0,1237
0,5	1,74	12	6,88	82,57	0,4115	0,2118
0,75	1,06	12	11,30	135,56	0,4144	0,2518
1	0,74	12	16,16	193,92	0,4192	0,3002

Tabel 5. Analisis data daya generator dan efisiensi sistem

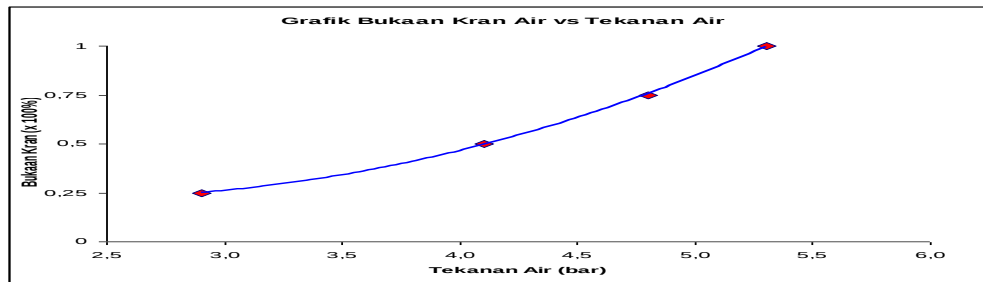
Berdasar analisis perhitungan data dari pompa air dapat dilihat pada eksperimen, untuk karakteristik daya grafik 4.1 berikut :



Grafik 1. Debit air yang dihasilkan pompa

Dari grafik 1. diatas terlihat kenaikan debit air dari pengaruh semakin besarnya bukaan kran, dimana debit tertinggi dicapai pada bukaan kran maksimal (100%) yaitu sebesar 0,001201923 m³/s. Hal ini juga berlaku untuk kenaikan tekanan air pada nosel turbin, dengan tekanan

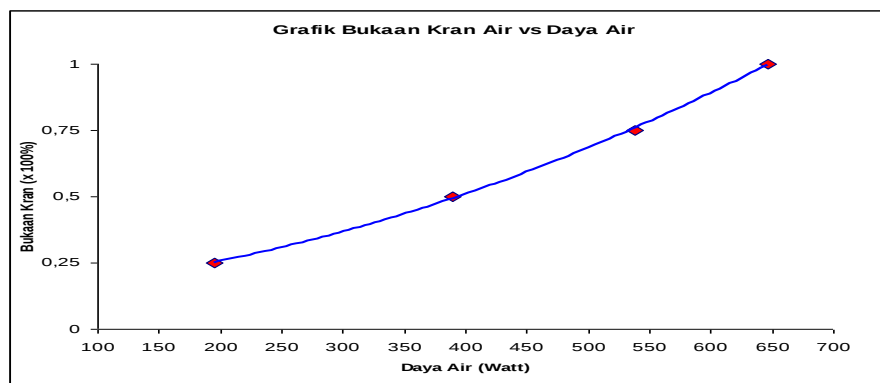
maksimal yang dihasilkan pompa sebesar 5,3 bar (grafik 4.2). Keadaan ini dikarenakan apabila kran air semakin membuka, maka kerugian aliran akan semakin kecil dan akhirnya energi aliran akan menjadi maksimal.



Grafik 2. Tekanan air yang dihasilkan pompa

Daya air maksimal juga didapat pada bukaan kran maksimal (100%), yaitu

sebesar 645,98 watt (grafik 3).



Grafik 3. Daya air yang dihasilkan pompa

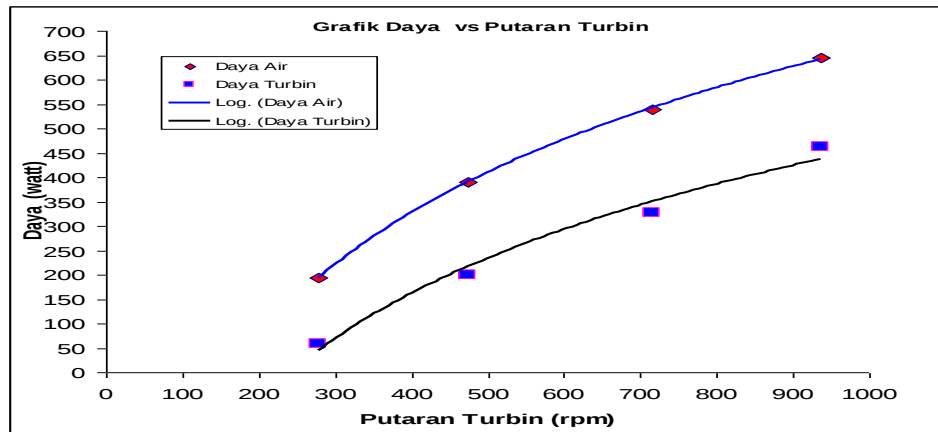
Data dan perhitungan dari pengukuran unjuk kerja pompa menunjukkan adanya penurunan atau *looses* dibandingkan dengan spesifikasi standar yang tertera pada *name plate* pompa yang digunakan. Standar *name plate* pompa tertera untuk debit sebesar 0.00125 m³/s, head 60 m dan perhitungan daya air sebesar 735,75 watt, sedangkan dari pengukuran didapatkan debit sebesar 0,001201923 m³/s, head 54,78 m dan perhitungan daya air sebesar 645,91 watt. Ini terjadi karena adanya

beberapa kerugian didalam pompa secara internal maupun eksternal, internal pompa seperti kerugian pada motor listrik penggerak pompa dan kerugian mekanik pada sistem pompa. Sedangkan kerugian eksternal pompa meliputi kerugian mayor dan minor dari pola aliran air pada sisi *suction* dan *discharge* pompa. Namun, secara umum pada semua variasi pengujian turbin, kinerja pompa menunjukkan data yang cenderung stabil (tabel 3), termasuk untuk semua variasi bukaan

kran air (25 – 100%).

Pada pengujian turbin, secara umum untuk variasi bukaan kran air pada pompa, menunjukkan daya mekanik turbin meningkat seiring semakin besarnya bukaan kran air. Dimana daya mekanik turbin terendah terjadi pada bukaan air 25% yaitu pada kisaran 58 watt, dan daya mekanik turbin tertinggi terjadi pada

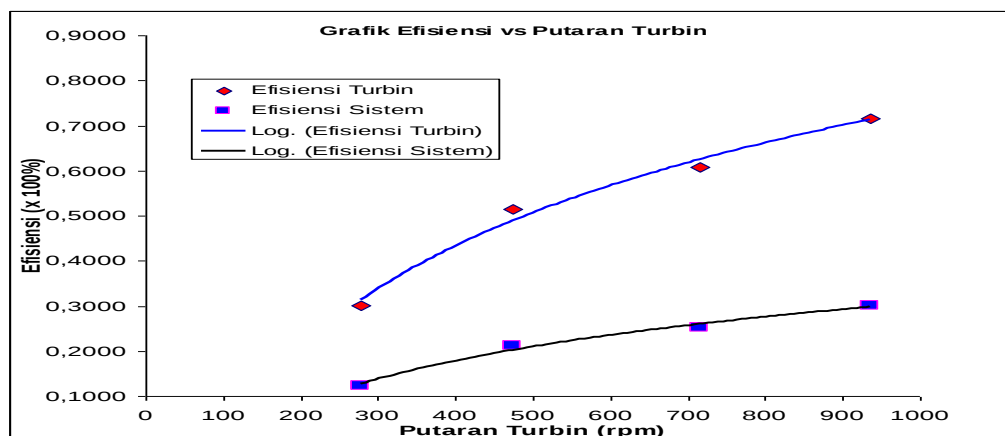
bukaan air 100% yaitu pada kisaran 460 watt. Bukaan kran air juga berbanding lurus terhadap putaran yang dihasilkan oleh turbin, semakin besar bukaan air menghasilkan putaran turbin yang juga semakin meningkat. Berarti juga, semakin tinggi putaran turbin, menghasilkan daya mekanik turbin yang semakin besar (grafik 4).



Grafik 4. Daya pada perubahan putaran

Untuk efisiensi kinerja sistem dapat dilihat pada grafik 5, dimana semakin besar bukaan kran, putaran turbin juga semakin meningkat dan efisiensi

yang terjadi juga semakin tinggi. Baik untuk efisiensi mekanik pada turbin maupun efisiensi pada sistem secara keseluruhan



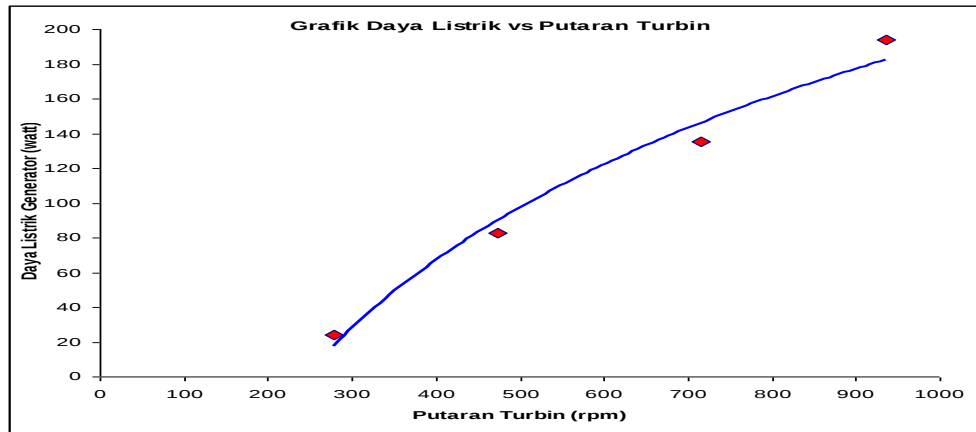
Grafik 5. Efisiensi pada perubahan putaran

Efisiensi mekanik terendah terjadi pada bukaan kran air 25%, yaitu pada kisaran 30%, dan yang tertinggi pada bukaan kran air 100% dengan efisiensi mekanik turbin sebesar 71%. Untuk efisiensi sistem, terendah pada

kisaran 12% dan tertinggi pada kisaran 30%. Efisiensi sistem secara keseluruhan didapatkan setelah mengetahui unjuk kerja generator dalam menghasilkan arus listrik. Dari grafik 6 menunjukkan peningkatan

daya listrik yang dihasilkan generator, dimana semakin tinggi putaran turbin, mengakibatkan peningkatan daya listrik pada generator. Daya listrik generator terendah terjadi pada bukaan kran air 25% (yang

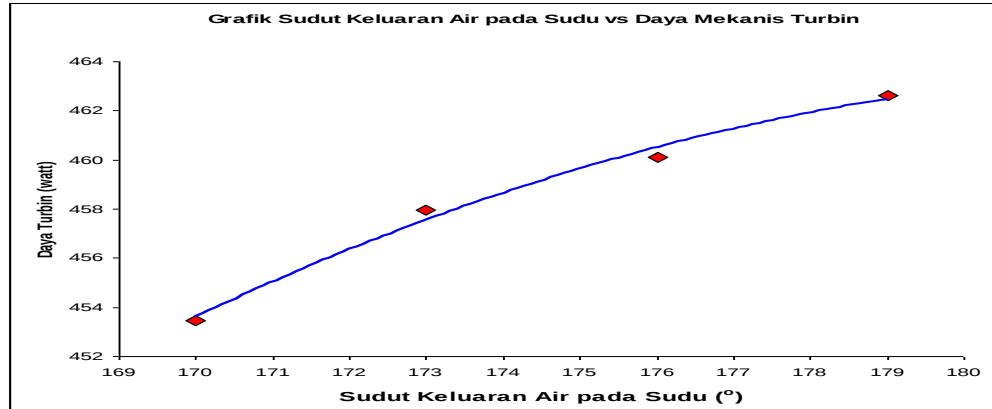
menghasilkan putaran turbin kisaran 270 rpm), yaitu sebesar 24 watt. Sedangkan daya listrik tertinggi terjadi pada bukaan kran air 100% (yang menghasilkan putaran turbin kisaran 938 rpm), yaitu sebesar 193 watt.



Grafik 6. Daya listrik generator pada perubahan putaran turbin

Untuk variasi pengujian pada sudut keluaran air pada sudu turbin (β_2), dari data didapatkan hasil perhitungan

dimana semakin besar sudut keluaran air, maka daya turbin cenderung semakin tinggi (tabel 5).



Grafik 7. Daya turbin pada perubahan variasi sudut keluaran air sudu (β_2)

Daya turbin terkecil terjadi pada sudut $\beta_2 = 170^\circ$ yaitu sebesar 453,48 watt (pada variasi bukaan kran air 100%) dan daya turbin terbesar terjadi pada sudut $\beta_2 = 179^\circ$ yaitu sebesar 462,60 watt (pada variasi bukaan kran air 100%). Karakteristik tersebut dapat dilihat pada grafik 7. Sehingga untuk efisiensi mekanik turbin juga berlaku hal demikian, dimana semakin besar sudut β_2 , maka efisiensi mekanik turbin juga semakin

tinggi (tabel 4.8). Efisiensi turbin terkecil terjadi pada sudut $\beta_2 = 170^\circ$ yaitu sebesar 70,20% (pada variasi bukaan kran air 100%) dan efisiensi turbin terbesar terjadi pada sudut $\beta_2 = 179^\circ$ yaitu sebesar 71,62%, (pada variasi bukaan kran air 100%). Keadaan ini relevan dengan hasil perhitungan teoritis yang telah dilakukan, dimana semakin besar sudut keluaran air pada sudu (β_2) akan menghasilkan daya dan efisiensi

mekanik turbin yang semakin tinggi. Hal ini dikarenakan, apabila sudut β_2 semakin tinggi (maksimal $\beta_2 = 180^\circ$), maka interaksi aliran air pada permukaan bucket sudu akan semakin lama, dan arah gaya aliran air yang meninggalkan ke bucket sudu akan mengakibatkan arah gaya reaksi pada bucket sudu akan semakin sesuai/sinkron dengan orientasi arah gaya ideal pada bucket sudu yang menunjang perputaran runner turbin secara keseluruhan. Demikian juga dengan semakin tingginya sudut β_2 , maka resultan gaya reaksi yang terjadi pada bucket sudu juga semakin besar.

KESIMPULAN

Hasil yang didapatkan dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Turbin air pelton dengan sudut keluaran air pada sudu (β_2) sebesar 179° menghasilkan daya mekanik dan efisiensi terbesar.
2. Daya mekanik dan efisiensi tertinggi yang dihasilkan turbin sebesar 462,60 watt, dengan efisiensi mekanik 71,62% dan efisiensi sistem keseluruhan sebesar 30,02%.
3. Perbedaan daya mekanis turbin terendah (pada $\beta_2 = 170^\circ$) dan tertinggi (pada $\beta_2 = 179^\circ$) adalah sebesar 9,12 watt atau 1,97%.

Dari penelitian ini diharapkan dapat menjadi rujukan untuk penelitian pada variasi sudut β_2 , serta bentuk dan model sudu turbin pelton yang lain.

DAFTAR PUSTAKA

- Bono. Gatot Suwoto. Mulyono. 2006. Rekayasa Bentuk Sudu Turbin Pelton Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Mikro-Hidro. Jurnal Rekayasa Mesin Vol. 3 No. 1, hal: 131-136
- Dilip Singh, (2009). *Micro Hydro Power Resource Assesment HandBook*. APCTT.

Dixon, S. L., & Hall, C. A. (1998). *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery* (4th ed.). Amsterdam ; Boston: Butterworth-Heinemann.

Finnemore and Franzini, Tenth Edition, *Fluid Mechanics with Engineering plications*, Singapore, Mc Graw-Hill.

Kvicinsky S, JL Kueny, F Avellan, E Parkinson. 2002. *Experimental and Numerical Analysis of Free surface flows in A Rotating Bucket*. IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. Lausanne

Nonoshita T K, Takahashi S, Ikee Y, Matsumoto. 2004. *Numerical Analysis of a Pelton Turbine Jet*. Proceedings of ASME/JSME Fluids Engineering Division Summer Meeting. California.

Razak, J. A., Alghoul, M. A., Zainol, M. S., Zaharim, A., & Sopian, K. (2010). *Application of crossflow turbine in off-grid pico hydro renewable energy system. Paper presented at the Recent Advances in Applied Mathematics*. American Conference on Applied Mathematics (AMERICAN-MATH 2010), Cambridge, MA, USA.

Sahid, Bono, Sunarwo. 2006. Pengaruh Nosel Berpenampang Segi Empat terhadap Unjuk Kerja Turbin Pelton Mikro untuk Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Mikro Hidro. Forum Teknik. Vol. 30. No. 1. Hal. 48-55

Sahid dan Sunarwo. 2007. Penerapan Nosel Berpenampang Segi Empat Pada Turbin Michell Untuk Pembangkit Listrik Tenaga Mikrohidro. Jurnal Rekayasa Mesin vol III nomor 6. hal 233-244.

Singh, P., & Nestmann, F. (2011). *Experimental investigation of the influence of blade height and blade number on the performance of low head axial flow turbines*. *Renewable Energy*, 36(1), 272-281.