

TUGAS SARJANA
KONVERSI ENERGI
UNJUK KERJA TURBIN FRANCIS PLTA DI PT
INDONESIA ASAHAN ALUMINIUM (PERSERO)
DENGAN HEAD 218 M DAN DAYA 71,5 MW

*Diajukan Sebagai Syarat Untuk Memperoleh Gelar Sarjana Teknik (S.T)
Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik
Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara*

Disusun oleh :

NAMA : IBNU HAKIM LUBIS

NPM : 1307230228



PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
MEDAN
2017

LEMBAR PENGESAHAN- II

TUGAS SARJANA

KONVERSI ENERGI

**UNJUK KERJA TURBIN FRANCIS PLTA DI PT
INDONESIA ASAHAN ALUMINIUM (PERSERO)
DENGAN HEAD 218 M DAN DAYA 71,5 MW**

Disusun Oleh :

IBNU HAKIM LUBIS

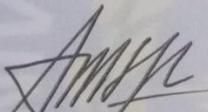
1307230228

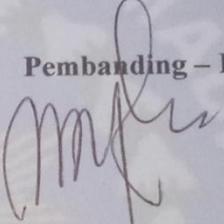
Telah diperiksa dan diperbaiki
Pada seminar tanggal 14 Oktober 2017.

Disetujui Oleh :

Pembanding – I

Pembanding – II


(Ir.H. Amirsyam Nasution. M.T.)


(M. Yani. S.T.,M.T.)

Diketahui Oleh :

Ka. Program Studi Teknik Mesin


(Affandi, S.T.)

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
MEDAN
2017**

LEMBAR PENGESAHAN- II

TUGAS SARJANA

KONVERSI ENERGI

**UNJUK KERJA TURBIN FRANCIS PLTA DI PT
INDONESIA ASAHAN ALUMINIUM (PERSERO)
DENGAN HEAD 218 M DAN DAYA 71,5 MW**

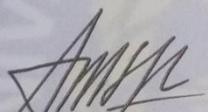
Disusun Oleh :

IBNU HAKIM LUBIS
1307230228

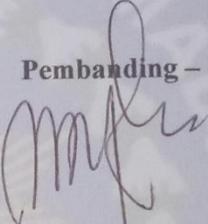
Telah diperiksa dan diperbaiki
Pada seminar tanggal 14 Oktober 2017.

Disetujui Oleh :

Pembanding – I


(Ir. H. Amirsyam Nasution. M.T.)

Pembanding – II


(M. Yani. S.T., M.T.)

Diketahui Oleh :

Ka. Program Studi Teknik Mesin


(Affandi, S.T.)

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
MEDAN
2017**



MAJELIS PENDIDIKAN TINGGI MUHAMMADIYAH
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

Pusat Administrasi: Jalan Kapten Mukhtar Basri No.3 Telp. (061) 6611233 – 6624567 –
6622400 – 6610450 – 6619056 Fax. (061) 6625474 Medan 20238
Website : <http://www.umsu.ac.id>

menjawab surat ini agar disebutkan
dan lengkapnya

DAFTAR SPESIFIKASI
TUGAS SARJANA

Nama : Ibnu Hakim Lubis
NPM : 1307230228
Semester : IX (Sembilan)
SPESIFIKASI :

“UNJUK KERJA TURBIN FRANCIS PLTA DI PT INDONESIA ASAHAN
ALLUMINIUM (PERSERO) DENGAN HEAD 218 M DAN DAYA 71,5 MW ”

Diberikan Tanggal : 10 April 2017
Selesai Tanggal : 2 Oktober 2017
Asistensi : ± 1 x Seminggu
Tempat Asistensi : Dirumah Bpk. Munawar Alfansury Siregar, S.T., M.T

Diketahui oleh :
Ka. Program Studi Teknik Mesin

(Affandi, S.T)

Medan, 2 Oktober 2017
Dosen Pembimbing – I

(Munawar Alfansury Siregar, S.T., M.T)



UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

Pusat Administrasi: Jalan Kapten Mukhtar Basri No. 3 Telp. (061) 6611233 – 6624567 –
6622400 – 6610450 – 6619056 Fax. (061) 6625474 Medan 20238
Website : <http://www.umsu.ac.id>

Agar disebutkan
dibatangkasnya

DAFTAR HADIR ASISTENSI
TUGAS SARJANA

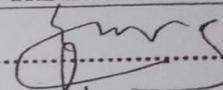
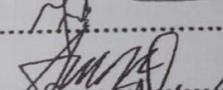
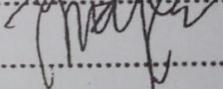
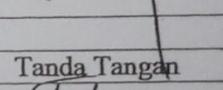
NAMA : Ibnu Hakim Lubis
NPM : 1307230228

PEMBIMBING – I : Munawar A. Siregar, S.T., M.T
PEMBIMBING – II : H. Muharnif M, S.T., MSc

NO	Hari / Tanggal	Uraian	Paraf
1	Senin / 17 / 7 - 17	Susun BAB I s.d BAB III	A
2	Kamis / 27 / 7 - 17	Perbaiki Latar belakang, Tujuan, Batasan masalah.	A
3	Rabu / 2 / 8 - 17	Pertajam latar belakang dan Tujuan sesuai judul.	A
4	Selasa / 8 / 8 - 17	Lanjutkan ke pembimbing II	A
5.	Kamis / 10 / 8 - 17	Perbaiki rumus-rumus di BAB II	A
6.	Rabu / 16 / 8 - 17	Buat diagram alir di BAB III	A
7.	Rabu / 23 / 8 - 17	perbaiki isi BAB III	A
8	Selasa / 22 / 8 - 17	perbaiki hasil perhitungan BAB IV	A
9.	Selasa / 31 / 8 - 17	Buat grafik di BAB IV	A
10.	Rabu / 6 / 9 - 17	ALL	A
11	2 / 10 - 2017	ALL	A

**DAFTAR HADIR SEMINAR
TUGAS AKHIR TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK – UMSU
TAHUN AKADEMIK 2017 – 2018**

Peserta Seminar
 Nama : Ibnu Hakim Lubis
 NPM : 1307230228
 Judul Tugas Akhir : Unjuk kerja Turbin Francis PLTA Di PT Indonesia Asa-
 Han Aluminium (Persero) Dengan Head 218 M Dan
 Daya 71,5 MW.

DAFTAR HADIR	TANDA TANGAN
Pembimbing – I : Munawar A Siregar.S.T.M.T	: 
Pembimbing – II : H.Muharnif.S.T.M.Sc	: 
Pembanding – I : Ir.H.Amirsyam Nst M.T	: 
Pembanding – II : M.Yani.S.T.M.T	: 

No	NPM	Nama Mahasiswa	Tanda Tangan
1	1307230307	AHMAD FAOZLI	
2	1307230079	CHOIRI RIHMADAH	
3	1307230225	Reza Leni Sandi	
4	1307230244	ISMAL	
5	1307230253	SUAJA AGUS Prakamya	
6	1307230019	Puzky Fajrawi	
7	1307230094	FEBRI ADITIYA	
8	1307230233	Nauli .A.Situmang	
9	1307230131	ALPIN LAZUARDI	
10	1307230264	BAYU MANDALA PUTRA	

Medan, 20 Muharram 1439 H
 10 Oktober 2017 M

Ketua Prodi. T Mesin


 Afandi.S.T

**DAFTAR EVALUASI SEMINAR FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA**

NAMA : Ibnu Hakim Lubis
NPM : 1307230228
Judul T.Akhir : Unjuk Kerja Turbin Francis PLTA Di PT Indonesia Asahan Aluminium (Persero) Dengan head 218 M Dan daya 71,5 MW.

Dosen Pembimbing – I : Munawar A Siregar.S.T.M.T
Dosen Pembimbing – II : H.Muharnif.S.T.M.Sc
Dosen Pemanding - I : Ir.H.Amirsyam Nst.M.T
Dosen Pemanding - II : M.Yani.S.T.M.T

KEPUTUSAN

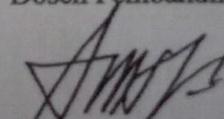
1. Baik dapat diterima ke sidang sarjana (collogium)
2. Dapat mengikuti sidang sarjana (collogium) setelah selesai melaksanakan perbaikan antara lain :
Perbaikan Tulisan dan Perhitungannya
.....
.....
.....
3. Harus mengikuti seminar kembali
Perbaikan :
.....
.....
.....

Medan 20 Muharram 1439H
10 Oktober 2017 M

Diketahui :
Ketua Prodi. T.Mesin


Affandi.S.T

Dosen Pemanding- I


Ir. H. Amirsyam. Nst. M. T

DAFTAR EVALUASI SEMINAR FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA

NAMA : Ibnu Hakim Lubis
NPM : 1307230228
Judul T.Akhir : Unjuk Kerja Turbin Francis PLTA Di PT Indonesia Asahan Aluminium (Persero) Dengan head 218 M Dan daya 71,5 MW.

Dosen Pembimbing - I : Munawar A Siregar.S.T.M.T
Dosen Pembimbing - II : H.Muharnif.S.T.M.Sc
Dosen Pemanding - I : Ir.H.Amirsyam Nst.M.T
Dosen Pemanding - II : M.Yani.S.T.M.T

KEPUTUSAN

1. Baik dapat diterima ke sidang sarjana (collogium)
2. Dapat mengikuti sidang sarjana (collogium) setelah selesai melaksanakan perbaikan antara lain :

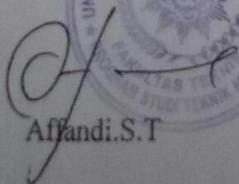
.....*Perbaiki draft skripsi sebagai dan*.....
.....*latar belakang pada bab I*.....
.....

3. Harus mengikuti seminar kembali
Perbaikan :

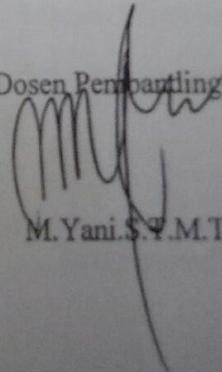
.....
.....
.....
.....

Medan 20 Muharram 1439H
10 Oktober 2017 M

Diketahui
Ketua Prodi. T.Mesin


Affandi.S.T

Dosen Pemanding- II


M. Yani.S.T.M.T

SURAT PERNYATAAN KEASLIAN TUGAS SARJANA

Saya yang bertandatangan dibawah ini:

Nama : Ibnu Hakim Lubis
Tempat/Tgl Lahir : Tebing Tinggi, 30 Mei 1995
Npm : 1307230228
Bidang Keahlian : Konversi Energi
Program Studi : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara
(UMSU)

Menyatakan dengan sesungguhnya dan sejujurnya, bahwa laporan Tugas Sarjana saya ini yang berjudul:

**“UNJUK KERJA TURBIN FRANCIS PLTA DI PT INDONESIA ASAHAN
ALLUMINIUM (PERSERO) DENGAN HEAD 218 M DAN
DAYA 71,5 MW”**

Bukan merupakan plagiarisme, pencurian hasil karya milik orang lain, hasil kerja orang lain untuk kepentingan saya karena hubungan material maupun non material, ataupun segala kemungkinan yang lain, yang pada hakekatnya bukan merupakan karya tulis Tugas Sarjana saya secara orisinal dan otentik.

Bila kemudian hari diduga kuat ada ketidak sesuaian antara fakta dengan kenyataan ini, saya bersedia diproses oleh tim Fakultas yang dibentuk untuk melakukan verifikasi, dengan sanksi terberat berupa pembatalan kelulusan/kesarjanaan saya.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan kesadaran sendiri dan tidak atas tekanan ataupun paksaan dari pihak manapun demi menegakkan integritas akademik di Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.

Medan, 2 Oktober 2017

Saya yang menyatakan,



Ibnu Hakim Lubis

Abstrak

Turbin Francis merupakan salah satu jenis turbin reaksi yang digunakan PLTA Pt Indonesia asahan aluminium. Dengan mempertimbangkan debit, head yang ada, dan daya listrik yang dibangkitkan, salah satu faktor yang mempengaruhi kinerja turbin Francis yaitu bukaan guide vane (GV). Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh bukaan guide vane yaitu bukaan 54,8%, 70,2%, 74,0%, 78,3%, 82,7%, 88,2%. Dari hasil penelitian diketahui bahwa pengaruh bukaan GV terhadap turbin Francis. Efisiensi pada bukaan 54,8% sebesar 81,48% dan meningkat pada bukaan GV 70,2% sebesar 84,15% dan mengalami penurunan pada bukaan GV 74,0% menjadi 81,66% dan kembali mengalami peningkatan hingga bukaan GV 82,7% menjadi 81,85% dan mengalami penurunan kembali hingga bukaan GV 88,2% menjadi 81,28%.

Kata kunci: Guide Vane, Kinerja, Turbin Francis, Efisiensi

KATA PENGANTAR



Assalamu 'alaikum Wr. Wb

Puji dan syukur pertama dan utama Penulis sampaikan kepada sang Rabb Alam Semesta, yakni Allah SWT Yang Maha Pengasih Lagi Maha Penyayang, yang telah memberikan Berkah, Rahmah dan Hidayah-Nya kepada Penulis, sehingga Tugas Sarjana ini dapat diselesaikan.

Skripsi ini merupakan salah satu persyaratan untuk memenuhi syarat memperoleh gelar Sarjana Teknik (ST) di program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara. Adapun judul Tugas Sarjana ini adalah **“Unjuk Kerja Turbin Francis PLTA di PT Indonesia Asahan Aluminium (Persero) Dengan Head 218 M Dan Daya 71,5 MW”**.

Penulis menyadari bahwa Tugas Sarjana ini masih banyak terdapat kekurangan, baik dalam cara penyajian materi, maupun dalam penganalisaan data. Hal ini mungkin disebabkan oleh keterbatasan buku-buku literatur yang digunakan, maka demi kesempurnaan Tugas Sarjana ini, penulis sangat mengharapkan kritik dan saran yang bersifat membangun dari pembaca sekalian.

Penyelesaian Tugas Sarjana ini tidak terlepas dari bantuan dan dukungan yang diberikan oleh berbagai pihak, dan sangat berterima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Kedua orang tua tercinta, Ayahanda Indra Aswin Lubis dan Ibunda Rita Wati Nasution, beserta abang Dyan Syahputra Lubis, kakak Ayu Pratiwi Lubis, Nuri Sibarani dan Adik saya Widya lestari Lubis yang telah banyak memberikan kasih sayang, nasehatnya, doanya, serta pengorbanan yang tidak dapat ternilai dengan apapun itu kepada penulis selaku anak yang di cintai dalam melakukan penulisan Tugas Sarjana ini.
2. Kepada Bapak Rahmatullah, S.T, M.Sc, selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara
3. Bapak Munawar Alfansury Siregar, S.T., M.T selaku Dosen Pembimbing I Tugas Sarjana ini dan Wakil Dekan I Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
4. Bapak H. Muharhif M, S.T., M.Sc selaku Dosen Pembimbing II Tugas Sarjana ini.
5. Bapak Khairul Umurani, S.T., M.T selaku Wakil Dekan III Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
6. Bapak Affandi, S.T selaku Ketua Program Studi Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
7. Bapak Chandra A Srg, S.T selaku Sekretaris Prodi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.

8. Seluruh Dosen dan Staff Pengajar di Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara yang telah banyak memberikan masukan dan dorongan dalam menyelesaikan Tugas Sarjana ini.
9. Seluruh rekan-rekan seperjuangan mahasiswa Program Studi Teknik Mesin khususnya kelas A2 Siang.
10. Para sahabat tercinta Dinda Atiqa, dan Ridha Fauziah, S.Pd yang telah banyak membantu dan memberikan semangat kepada penulis dengan memberikan masukan-masukan yang bermanfaat selama proses perkuliahan maupun dalam penulisan Tugas Sarjana ini.

Akhir kata penulis mengharapkan semoga Tugas Sarjana ini dapat bermanfaat bagi kita semua dan semoga Allah SWT selalu merendahkan hati atas segala pengetahuan yang kita miliki. Amin ya rabbal alamin.

Wassalamualaikum Warahmatullahi Wabarakatuh.

Medan, 2 Oktober 2017

Peneliti

IBNU HAKIM LUBIS

1307230228

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN – 1	i
LEMBAR PENGESAHAN – 2	ii
LEMBAR SPESIFIKASI TUGAS SARJANA	iv
LEMBAR ASISTENSI TUGAS SARJANA	vi
ABSTRAK	vii
KATA PENGANTAR	viii
DAFTAR ISI	1
DAFTAR TABEL	
DAFTAR GAMBAR	
DAFTAR SIMBOL	
BAB 1. PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan Penelitian	3
1.5 Manfaat Penelitian	3
1.6 Sistematik Penulisan	4
BAB 2. TINJAUAN PUSTAKA	6
2.1 Potensi Tenaga Air	6
2.2.1 Persamaan Kontinuitas	9
2.2.2 Bilangan Reynolds	10
2.2.3 Persamaan Bernaulli	10
2.2 Pengertian Turbin Air	11
2.2.1 Klasifikasi Turbin Air	12
2.2.2 Perbandingan Karakteristik Turbin Air	18
2.2.3 Pemilihan Jenis Turbin	19
2.3 Dasar-Dasar Perhitungan	21
2.3.1 Debit Air	21
2.3.2 Tinggi Jatuh Air	21
2.3.3 Daya Air dan Daya Turbin	22
2.4 Analisa Perhitungan Unjuk kerja Turbin Francis	23
2.5 Turbin Francis	23
2.5.1 Pengertian dan cara kerja	23
2.5.2 Konstruksi Turbin Francis	25
BAB 3. METODOLOGI PENELITIAN	28
3.1 Waktu dan Tempat	28
3.2 Alat dan Bahan	28
3.3 Pembangkit Listrik Tenaga Air Siguragura	29
3.3.1 Bendungan Penadah Siguragura	29
3.4 Turbin Air	30
3.4.1 Turbin Air PLTA Air Siguragura	30

3.4.2	Komponen-Komponen Turbin Air	31
3.5	Prosedur Penelitian	34
BAB 4. PERHITUNGAN DAN ANALISA HASIL PERHITUNGAN		36
4.1	Hubungan Antara Bukaannya Sudu Pengarah (GVO) Terhadap Debit Air masuk Turbin	36
4.2	Perhitungan Turbin Francis PLTA PT Inalum (Persero)	38
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN		74
5.1	Kesimpulan	74
5.2	Saran	75
DAFTAR PUSTAKA		
LAMPIRAN		
DAFTAR RIWAYAT HIDUP		

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Turbin Air Berdasarkan Perubahan momentum Fluida Kerja	
13		
Tabel 2.2	Pemilihan Berdasarkan Tinggi Jatuh Air	20
Tabel 2.3	Pemilihan Jenis Turbin Berdasarkan Kecepatan Spesifik	20
Tabel 3.1	Data <i>Runner</i>	43
Tabel 3.2	Data Poros Turbin PLTA Siguragura	34
Tabel 4.1	Hubungan Antara Sudu Pengarah (GVO) dan Debit Air turbin	36
Tabel 4.2	Hubungan Bukaan Sudu Pengarah Terhadap data yang di peroleh	
66		
Tabel 4.3	Hubungan Bukaan Sudu Pengarah Terhadap data yang di peroleh	66
Tabel 4.4	Hubungan Bukaan Sudu Pengarah Terhadap data yang di peroleh	67
Tabel 4.5	Hubungan Bukaan Sudu Pengarah Terhadap data yang di peroleh	67
Tabel 4.6	Hubungan Bukaan Sudu Pengarah Terhadap data yang di peroleh	68

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Aliran Fluida Dari Diameter Terbesar ke kecil	9
Gambar 2.2	Turbin Pelton	15
Gambar 2.3	Turbin Francis	16
Gambar 2.4	Turbin Kaplan	18
Gambar 2.5	Grafik Perbandingan Karakteristik Turbin	18
Gambar 2.6	Tinggi Jatuh Air Untuk Tekanan Yang Lebih Tinggi	22
Gambar 2.7	Konstruksi Turbin Francis	25
Gambar 3.1	<i>Guide Vane</i> Meter	28
Gambar 3.2	Gambar Sederhana Instalasi Turbin Air	30
Gambar 3.3	Runner	31
Gambar 3.4	Stay Vane	32
Gambar 3.5	Guide Vane	32
Gambar 3.6	Poros	33
Gambar 3.7	Diagram Alir Penelitian Metode Analisis Perhitungan	35
Gambar 4.1	Grafik Hubungan Antara Sudu Pengarah (GVO) dan Debit Air masuk turbin	49
Gambar 4.2	Pengaruh Reynolds terhadap Debit Aliran Air Turbin	70
Gambar 4.3	Pengaruh Reynolds Terhadap Daya	70
Gambar 4.4	Pengaruh Debit Aliran Air Turbin Terhadap Daya	71
Gambar 4.5	Pengaruh Head Terhadap Daya	72
Gambar 4.6	Pengaruh Debit aliran Air Masuk Turbin Terhadap Head	72
Gambar 4.7	Pengaruh Debit Aliran Turbin Terhadap Daya, Efisiensi, Head dengan variasi bukaan (GVO)	72

DAFTAR SIMBOL

Keterangan	Simbol	Satuan
<i>Generator Output</i>	PG	MW
<i>Generator Loss</i>	PL	MW
<i>Turbin Output</i>	PT	MW
<i>Discharge on Meter</i>	Qam	m ³ /s
<i>Reynolds</i>	Re	-
<i>Discharge Coeff-of Folometer</i>	Km	-
<i>Discharge Coefficient</i>	Ca	-
<i>Turbin Discharge</i>	Q	m ³ /s
<i>Upper Reservoir Water Level</i>	Hu	m
<i>TailRace Water Level</i>	Ho	m
<i>Gross Head</i>	Hgr	m
<i>Suction Head</i>	Hs	m
<i>Digital Monometer</i>	Pi	kpa
<i>Casing Inlet Pressure</i>	Hi	m
<i>Inlet Velocity Head</i>	V1	m
<i>Outlet Velocity Head</i>	V2	m
<i>Net Head</i>	H	m
<i>Hydraulic Power</i>	PW	m
<i>Turbin Efisiensi</i>	ηt	%
<i>Converted Discharge</i>	Qr	m ³ /s
<i>Converted Turbin Output</i>	Pr	MW
<i>Diameter</i>	D	m
<i>Gaya Gravitasi</i>	g	m/s ²
<i>Massa Jenis Air</i>	ρ	kg/m ³
<i>Temperatur</i>	-	⁰ C

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Tenaga listrik merupakan sumber energi yang sangat penting bagi kehidupan manusia. Penggunaan tenaga listrik merupakan suatu kebutuhan atau tuntutan hidup yang tidak dapat dipisahkan dalam menunjang segala aktivitas sehari-hari, untuk penerangan, keperluan rumah tangga, industri, perkantoran, transportasi, olah raga, dan banyak lagi kegiatan atau hal-hal yang sangat bergantung pada listrik, seperti halnya yang ada pada PT Indonesia Ashan Aluminium (Persero), yang menggunakan pembangkit listrik tenaga air (PLTA).

PT Indonesia ashan aluminium (Persero) perseroan terbatas (PT) yang bergerak dibidang peleburan aluminium dan memiliki pembangkit listrik yang tersendiri. Pembangkit listrik tenaga air PT Indonesia Asahan Aluminium (persero) dengan jenis turbin Francis ini didesain dan dirancang dengan memperhitungkan tinggi jatuh air sebesar 218 meter dari ketinggian puncak pipa masuk air dan debit yang berbeda setiap waktunya. Daya yang mampu dihasilkan sebesar 71,5 MW/unit untuk kondisi normal turbin air Siguragura. Untuk memenuhi kebutuhan energi, PT Indonesia Asahan Aluminium (persero) harus memanfaatkan energi air untuk memenuhi kebutuhan.

Energi yang dimiliki air dapat dimanfaatkan dan digunakan dalam wujud energi mekanis maupun energi listrik. Pemanfaatan energi air bnyak dilakukan dengan menggunakan kincir air atau turbin yang memanfaatkan tinggi jatuh (*head*) dan laju aliran volumetric (debit) air. Prinsip kerja ini didukung oleh sudu - sudu yang ada pada putran turbin, sudu-sudu berfungsi untuk mengatur tekanan

arus air agar dapat memutar turbin, gerakan turbin menimbulkan energi putar yang diteruskan ke poros, kemudian diteruskan ke transmisi kecepatan dan akhirnya akan menghasilkan putaran generator pembangkit listrik.

Dari kunjungan PT Indonesia Asahan Aluminium (Persero), dapat hasil *survey* seperti data yang disebutkan diatas itu disebutkan sebelumnya, bahwa data tersebut secara kenyataan dapat berubah-ubah sehingga perlu dilakukan perhitungan-perhitungan kembali yang mendekati sebenarnya. Hal ini digunakan berbagai variable agar dapat beroperasi dan mencapai tingkat efisiensi yang maksimal. Dimana variable tersebut diantaranya pengaturan bukaan sudu pengarah yang menghasilkan daya dan efisiensi maksimum. Variabel tersebut akan mempengaruhi besarnya kerugian *head*, daya air, daya turbin serta efisiensi, yang pada akhirnya akan mempengaruhi besar nilai kerugian *head* dan mempengaruhi unjuk kerja dari turbin tersebut.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang di atas, maka penulisan Masalah berupa pengaruh bukaan sudu pengarah terhadap unjuk kerja turbin Francis untuk mendapatkan daya dan efisiensi maksimum pada unit 3 PLTA siguragura.

1.3 Batasan Masalah

Dalam penelitian ini penulis membatasi masalah pada perhitungan turbin Francis yang meliputi :

- a. Menghitung bukaan sudu pengarah pada kerugian *head* dan performansi turbin Francis pada unit 3 PLTA Siguragura PT Indonesia Asahan Aluminium (Persero)
- b. Menghitung mencakup, kerugian *head* total dan daya air (*water horse power*) daya turbin (*brake Horse power*) dan efisiensi turbin pada unit 3.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari pembuatan tugas akhir ini adalah mampu menjelaskan, menerangkan dan menganalisis cara kerja turbin air tipe Francis dengan baik, diantaranya meliputi :

1.4.1 Tujuan Umum

- a. Untuk mengetahui unjuk kerja turbin Francis yang dipengaruhi bukaan katup dengan data pembanding turbin yang ada di PT Indonesia Asahan Aluminium (Persero).

1.4.2 Tujuan Khusus

- a. Untuk menghitung debit air dengan variasi katup bukaan sudu pengarah (*Guide Vane Opening/GVO*)
- b. Untuk menghitung *head* total turbin Francis.
- c. Untuk mendapatkan persentase katup bukaan sudu pengarah yang menghasilkan daya dan Efisiensi.

1.5 Manfaat

Tugas akhir ini diharapkan bermanfaat bagi :

- a. Bagi penulis tersendiri untuk menambah pengetahuan dan pengalaman agar mampu membandingkan melalui perhitungan suatu turbin dengan data yang ada di PLTA.
- b. Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara Jurusan Teknik Mesin sebagai bahan kajian tambahan di dalam pengajaran mata kuliah Mesin Fluida dengan topik turbin air.

1.6 Sistematika Penulisan

Dalam penyusunan tugas akhir ini terbagi menjadi lima bab yang terurai seperti pada susunan berikut ini, yaitu :

BAB 1 PENDAHULUAN

Didalam bab ini membahas mengenai latar belakang penulisan, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan yang hendak di capai, manfaat, sistem pembahasan dan sistematika penulisan.

BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

Bab ini berisi tinjauan pustaka atau teori yang berhubungan dengan judul tugas akhir yang diangkat. Yaitu mengenai potensi tenaga air, pembangkit tenaga air, pengertian turbin air dan pengertian generator listrik dan yang berhubungan dengan prihal yang akan di angkat pada laporan ini.

BAB 3 METODE PENELITIAN

Bab ini berisi tentang pembangkit listrik tenaga air, kompone-komponen turbin dan generator, serta prosedur yang digunakan dalam penulisan laporan ini.

BAB 4 ANALISA

Bab ini berisi mengenai data yang diambil, pembahasan perhitungan, dan analisis hasil perhitungan dalam bentuk tabel dan grafik.

BAB 5 PENUTUP

Bab ini berisi kesimpulan dan saran yang diperoleh dalam penelitian.

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Potensi Tenaga Air

Air merupakan sumber energi yang murah dan relatif mudah didapat, karena pada air tersimpan energi potensial (pada air jatuh) dan energi kinetik (pada air mengalir). Tenaga air (*Hydropower*) adalah energi yang diperoleh dari air yang mengalir. Energi yang dimiliki air dapat dimanfaatkan dan digunakan dalam wujud energi mekanis maupun energi listrik. Pemanfaatan energi air banyak dilakukan dengan menggunakan kincir air atau turbin air yang memanfaatkan adanya air terjun atau aliran air disungai. Turbin air dikembangkan pada abad 19 dan digunakan secara luas untuk pembangkit tenaga listrik. Berdasarkan prinsip kerja dalam mengubah energi potensial air menjadi energi kinetik

Besarnya tenaga air yang tersedia dari suatu sumber air bergantung pada besarnya *head* dan debit air. Banyaknya sungai dan danau air tawar yang ada di Indonesia merupakan modal awal untuk pengembangan energi air ini. Namun eksploitasi terhadap sumber energi yang satu ini juga harus memperhatikan ekosistem lingkungan yang sudah ada. Pemanfaatan energi air pada dasarnya adalah pemanfaatan energi potensial gravitasi. Energi mekanik aliran air yang merupakan transformasi dari energi potensial gravitasi dimanfaatkan untuk menggerakkan turbin atau kincir. Umumnya turbin digunakan untuk membangkitkan energi listrik sedangkan kincir untuk pemanfaatan energi mekanik secara langsung. Adapun energi yang dihasilkan dari air dapat berupa.

a. Energi potensial

Head merupakan beda ketinggian antara muka air pada reservoir dengan muka air keluar dari turbin air. Total energi yang tersedia dari suatu reservoir air merupakan energi potensial air, di mana dapat dituliskan dalam persamaan berikut:

$$E = m \cdot g \cdot h \dots\dots\dots(2.1)$$

Dimana : m = massa air (kg)

h = *head* (m)

g = Percepatan grafitasi (m/s²)

Daya merupakan energi tiap satuan waktu ($\frac{E}{t}$), sehingga persamaan (2.1)

dapat dinyatakan sebagai :

$$\frac{E}{t} = \frac{m}{t} g h \dots\dots\dots(2.2)$$

Dengan mensubsitusikan P terhadap ($\frac{E}{t}$) dan mensubsitusikan

$\rho \cdot Q$ terhadap ($\frac{m}{t}$) maka :

$$P = \rho w \cdot g \cdot Q \cdot H/10^3 \dots\dots\dots(2.3)$$

Dimana : p = daya hidrolis (W)

ρ = massa jenis air (kg/m²)

g = gaya grafitasi (m/s²)

H = tinggi jatuh air efektif (m)

Q = debit air (m³/s)

b. Energi kinematik

Selain memanfaatkan air jatuh *hydropower* tenaga air dapat diperoleh dari aliran air datar, dengan memanfaatkan kecepatan dari air tersebut. Dalam hal ini energi yang tersedia merupakan energi kinetik, dimana :

$$E = \frac{1}{2} mv^2 \dots\dots\dots(2.4)$$

Dimana v adalah kecepatan aliran air (m/s)

Daya air yang tersedia dinyatakan sebagai berikut :

$$P = \frac{1}{2} \rho \cdot Q \cdot v^2 \dots\dots\dots(2.5)$$

Atau dengan menggunakan persamaan kontinuitas $Q = Av$ maka

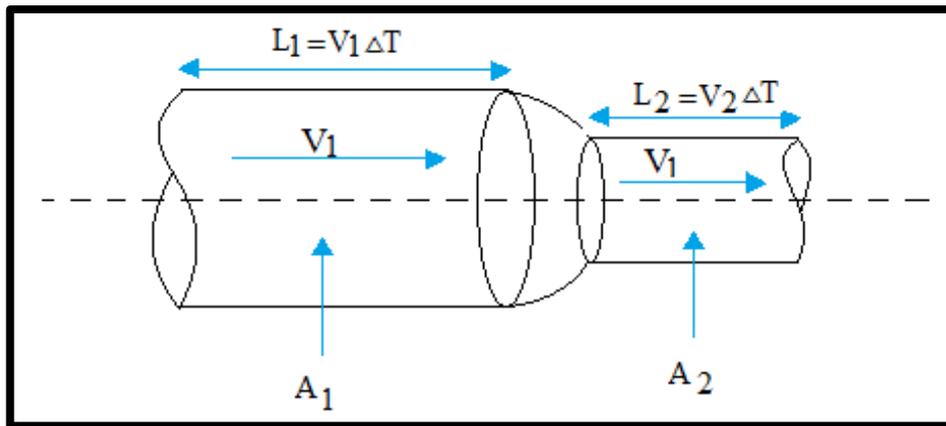
$$P = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3 \dots\dots\dots(2.6)$$

Dimana A adalah luas penampang aliran air (m^2)

2.1.1 Persamaan kontinuitas

Pada dasarnya persamaan ini menekankan jika suatu fluida mengalir dengan aliran tunak (kecepatan v di suatu titik konstan terhadap waktu) maka massa fluida yang keluar pada ujung pipa harusla sama dengan massa fluida yang keluar pada ujung pipa lainnya selama selang waktu yang sama.

Persamaan kontinuitas adalah suatu ungkapan matematis mengenai hal baahwa jumlah netto massa yang mengalir kedalam sebuah permukaan terbatas sama dengan pertambahan massa di dalam permukaan itu. Gambar 2.1 di bawah ini akan menunjukkan aliran fluida aliran fluida dari kiri ke kanan.



Gambar 2.1 Aliran Fluida dari diameter besar ke kecil

Pada fluida dinamis, terdapat pembahasan mengenai aliran fluida tunak, tak termanfaatkan, dan termanfaatkan. Adapun pembagian adalah sebagai berikut.

2.1.2 Bilangan *Reynolds*

Dalam mekanika fluida, bilangan Reynolds adalah rasio antara gaya inersia (ρv^2) terhadap gaya viskos (μ/L) yang mengkuantifikasikan hubungan kedua gaya tersebut dengan suatu kondisi aliran tertentu. Bilangan ini digunakan untuk mengidentifikasi jenis aliran yang berbeda, misalnya laminar dan turbulen. namanya diambil dari Osborne Reynolds (1842-1912) yang mengusulkan pada tahun 1883.

Bilangan *Reynolds* merupakan salah satu bilangan tak berdimensi yang paling penting dalam mekanik fluida dan digunakan. Jika dua pola aliran yang mirip secara geometris, mungkin pada fluida yang berbeda dan laju yang relevan, keduanya disebut memiliki kemiripan dinamis. Rumus bilangan Reynolds umumnya diberikan sebagai berikut:

$$R_e = D \cdot V_m / \nu \dots\dots\dots(2.7)$$

Dimana : V_m = kecepatan fluida (m^2/s)

D = diameter (m)

ν = viskositas (8.54×10^{-7})

2.1.3 Persamaan Bernoulli

Kaidah energi menyatakan bahwa suatu bentuk energi akan dapat diubah menjadi bentuk energi lain. Arus air mengalir mengandung energi energi tersebut dapat diubah bentuknya misalnya perubahan dari energi potensial (tekanan) ke dalam bentuk kinetis (kecepatan) atau sebaliknya. Arti selanjutnya dari kaidah kekekalan energi adalah apabila arus air dalam alirannya dilewatkan melalui turbin air, maka energi yang ada dalam air akan diubah menjadi bentuk energi lain.

Energi dapat didefenisikan sebagai kemampuan untuk melakukan usaha. Energi tidak dapat diciptakan maupun dihilangkan tapi hanya dapat diubah. Begitu juga dengan air yang mengalir dari ketinggian tertentu dimana aliran tersebut mengandung energi yang dapat dimanfaatkan untuk memutar roda turbin.

Menurut Bernoulli apabila air dialirkan dalam pipa dari ketinggian tertentu dan selisih ketinggian antara permukaan atas dan bawah adalah z dan tidak terdapat energi yang masuk dan keluar.

Untuk aliran tunak satu dimensi dengan kerapatan seragam disepanjang aliran, persamaan Euler satu dimensi dapat untuk menentukan persamaan gerakan aliran dari dua tempat yang ditinjau dari titik 1 ke titik 2.

$$d\left(\frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + z\right) = 0 \dots\dots\dots(2.8)$$

persamaan diatas kemudian di integralkan menjadi:

$$\frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + z = \text{konstanta} = H \dots\dots\dots(2.9)$$

Atau:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 \dots\dots\dots(2.10)$$

Persamaan diatas untuk persamaan bernauli *ideal*, persamaan berikut ini adalah persamaan fluida aktual.

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + h_L \dots\dots\dots(2.11)$$

Dimana : p_1, p_2 = tekanan (kpa)

γ = berat jenis fluida (kN/m³)

v_1, v_2 = kecepatan aliran (m/s)

g = percepatan grafitasi (m/s²)

z = *head* ketinggian (m)

h_L = kerugian *head* (m)

2.2 Pengertian Turbin Air

Turbin secara umum dapat diartikan sebagai alat yang dapat mengubah energi potensial menjadi energi mekanik. Turbin ada beberapa jenis seperti: Turbin Uap, Turbin Gas, Turbin angin, Turbin air.

Secara umum prinsip kerja dari turbin air adalah aliran air dalam pipa pesat yang mengandung energi di arahkan ke roda turbin melalui *inlet valve*, kemudian energi yang ada didalam air ini akan diubah bentuknya menjadi energi mekanik pada roda turbin berupa putaran. Putaran roda turbin inilah yang dimanfaatkan

untuk menggerakkan suatu beban, salah satu contoh adalah untuk generator pembangkit listrik.

2.3.1 Klasifikasi Turbin Air

Pengklasifikasian turbin air berdasarkan beberapa kriteria, yaitu berdasarkan arah aliran air masuk *runner*, perubahan momentum fluida kerja, kecepatan spesifik dan tinggi jatuh (*head*).

a. Berdasarkan Arah Aliran Masuk *Runner*

1) Aliran Aksial

Pada turbin ini air masuk *runner* dan keluar *runner* sejajar dengan poros *runner*, Turbin Kaplan atau propeller adalah salah satu contoh dari tipe turbin ini. Turbin aliran aksial adalah turbin yang paling banyak digunakan dengan menggunakan fluida kompresibel.

2) Aliran Radial

Pola aliran radial terbagi atas sentipetal atau sentrifugal. Pola aliran sentrifugal adalah pola aliran yang menyebar dari suatu puncak. Pola seperti ini terdapat pada daerah yang berbentuk kerucut atau gunung api. Pola aliran radial sentrifugal merupakan pola aliran yang arahnya mengumpul menuju suatu pusat. Pola seperti ini terdapat pada suatu daerah yang berbentuk cekung atau basin.

3) Aliran aksial – radial

Pada turbin ini air masuk ke dalam *runner* secara radial dan keluar *runner* secara aksial sejajar dengan poros. Turbin Francis adalah termasuk dari jenis turbin ini.

4) Aliran Tangensial

Pada kelompok turbin ini posisi air masuk *runner* dengan arah tangensial atau tegak lurus dengan poros *runner* mengakibatkan *runner* berputar, contohnya Turbin Pelton dan Turbin *Cross-flow*.

b. Berdasarkan Kecepatan Spesifik

Berdasarkan pembagian ini turbin dibagi menjadi dua jenis, yaitu :

- 1) Turbin dengan kecepatan spesifik rendah, yang bekerja pada *head* tinggi dan *discharge* rendah.
- 2) Turbin dengan kecepatan spesifik tinggi, yang bekerja pada *head* rendah dan *discharge* tinggi.

c. Berdasarkan Perubahan Momentum Fluida Kerja

Berdasarkan prinsip kerja turbin dalam mengubah energi potensial air menjadi energi kinetik, turbin air dibedakan menjadi dua kelompok yaitu turbin impuls dan turbin reaksi.

Tabel 2.1 Turbin air berdasarkan perubahan momentum fluida kerja

	<i>Haig Head</i>	<i>Medium Head</i>	<i>Low Head</i>
Turbin Impuls	Pelton	Turgo	<i>Cross-flow</i>
		Multi-jet pelton	<i>Cross-flow</i>
		Turgo	
Turbin Reaksi		Francis	Propeller Kaplan

[Sumber : Lal, jagdish, 1975]

Turbin air dapat diklasifikasikan berdasarkan beberapa cara, namun yang paling utama adalah klasifikasi turbin air berdasarkan cara turbin air tersebut merubah energi air menjadi energi puntir. Berdasarkan klasifikasi ini, maka turbin air dibagi menjadi dua yaitu:

- a. Turbin impuls dan
- b. Turbin reaksi

a. Turbin Impuls

Yang dimaksud dengan turbin impuls adalah turbin air yang cara bekerjanya dengan merubah seluruh energi air (yang terdiri dari energi potensial + tekan + kecepatan) yang tersedia menjadi energi kinetik untuk memutar turbin, sehingga menghasilkan energi puntir. Contoh: turbin pelton.

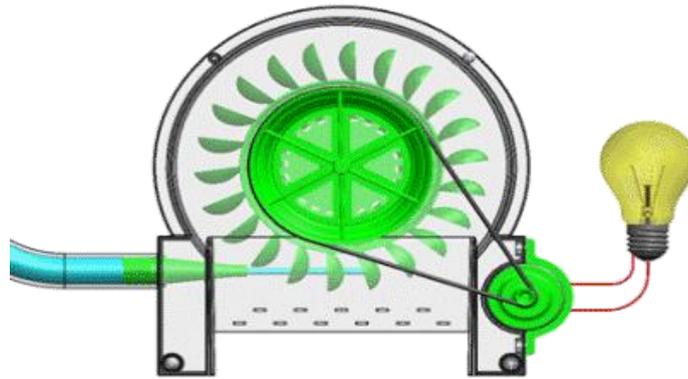
1) Turbin Pelton

Turbin Pelton ditemukan pada tahun 1870an oleh Lester Allan Pelton. Jenis Turbin ini memiliki satu atau beberapa jet penyemprot air untuk memutar piringan. Tidak seperti turbin jenis reaksi, turbin ini tidak memerlukan tabung diffuser. Turbin Pelton termasuk jenis turbin impuls yang merubah seluruh energi air menjadi energi kecepatan sebelum memasuki *runner* turbin. Perubahan energi ini dilakukan didalam *nozzle* dimana air yang semula mempunyai energi potensial yang tinggi diubah menjadi energi kinetis. Pancaran air yang keluar dari *nozzle* akan menumbuk *bucket* yang dipasang tetap sekeliling *runner* dan garis pusat pancaran air menyinggung lingkaran dari pusat *bucket*.

Kecepatan keliling dari *bucket* akibat tumbukan yang terjadi tergantung dari jumlah dan ukuran pancaran serta kecepatannya. Kecepatan pancaran tergantung dari tinggi air diatas nozzlenya serta effisiensinya.

Ketinggian air (*head*) = 200 s.d 2000 meter.

Debit air = 4 s.d 15 m³/s



Gambar 2.2 Turbin Pelton

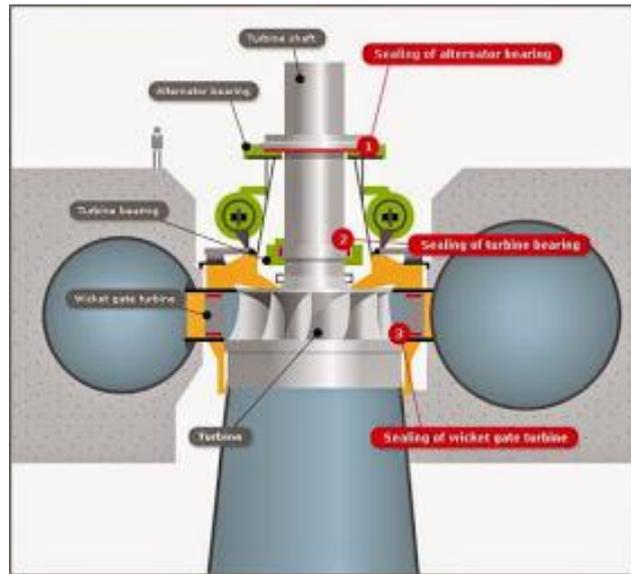
b. Turbin Reaksi

Yang dimaksud dengan turbin reaksi adalah turbin air yang cara bekerjanya dengan merubah seluruh energi air yang tersedia menjadi energi puntir. Turbin air reaksi dibagi menjadi dua jenis yaitu:

- a. Francis, contoh: turbin Francis dan
- b. Propeller

1) Turbin Francis

Turbin Francis merupakan salah satu turbin reaksi. Turbin dipasang diantara sumber air tekanan tinggi di bagian masuk dan air bertekanan rendah di bagian keluar. Turbin Francis menggunakan sudu pengarah. Sudu pengarah mengarahkan air masuk secara tangensial. Sudu pengarah pada turbin Francis dapat merupakan suatu sudu pengarah yang tetap ataupun sudu pengarah yang dapat diatur sudutnya. Untuk penggunaan pada berbagai kondisi aliran air penggunaan sudu pengarah yang dapat diatur merupakan pilihan yang tepat.



Gambar 2.3 Turbin Francis

2) Propeller

- a. Sudut tetap (*fixed blade*), turbin jenis ini merupakan turbin generasi pertama dari jenis ini. Karena sudu tidak dapat di atur , maka efisiensinya berkurang jika digunakan pada kisaran debit yang lebar. Oleh karena itu dikembangkan jenis dengan sudu yang dapat diatur agar efisensi tetap tinggi walaupun kisaran debitnya lebar.
- b. Sudu dapat diatur (*adjustable blade*), contoh Kaplan, Nagler Bulb, Moody
 - Turbin kaplan

Turbin Kaplan termasuk kelompok turbin air reaksi jenis baling-baling (propeller). Keistimewaannya adalah sudut sudu geraknya (*runner*) bisa diatur (*adjustable blade*) untuk menyesuaikan dengan kondisi aliran saat itu yaitu perubahan debit air. Pada pemilihan turbin didasarkan pada kecepatan spesifiknya. Turbin Kaplan ini memiliki kecepatan spesifik tinggi (*high spesifik speed*). Turbin kaplan bekerja pada kondisi *head* rendah dengan debit besar. Pada perancangan turbin Kaplan ini meliputi perancangan komponen utama turbin Kaplan yaitu sudu

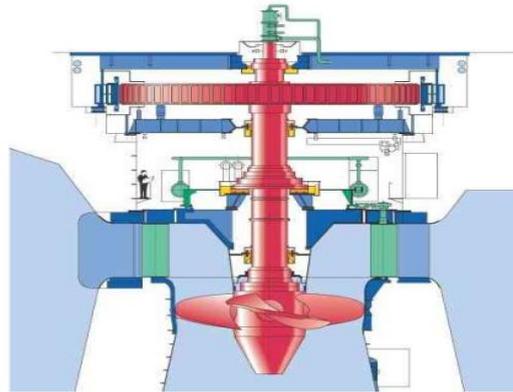
gerak (*runner*), sudu pengarah (*guide vane*), *spiral casing*, *draft tube* dan mekanisme pengaturan sudut bilah sudu gerak.

Pemilihan profil sudu gerak dan sudu pengarah yang tepat untuk menghasilkan torsi yang besar. Perancangan *spiral casing* dan *draft tube* menggunakan persamaan empiris. Perancangan mekanisme pengatur sudut bilah (β) sudu gerak dengan memperkirakan besar sudut putar maksimum sudu gerak berdasarkan jumlah sudu, debit air maksimum dan minimum. Turbin Kaplan ini dirancang untuk kondisi *head* 4 m dan debit 5 m³/s. Akhirnya dari hasil perancangan turbin Kaplan ini didapatkan dimensi dari komponen utama turbin yang diwujudkan ke dalam bentuk gambar kerja dua dimensi.

Ciri-ciri turbin Kaplan:

1. Memerlukan debit air yang sangat besar
2. Ketinggian muka air hanya beberapa meter
3. Kecara teknis bentuknya lebih sederhana tapi membutuhkan perubahan kekuatan yang sangat besar untuk merubah sudut *blade*.
4. Model sudut dengan *blade* membelit dengan bagian pusat.

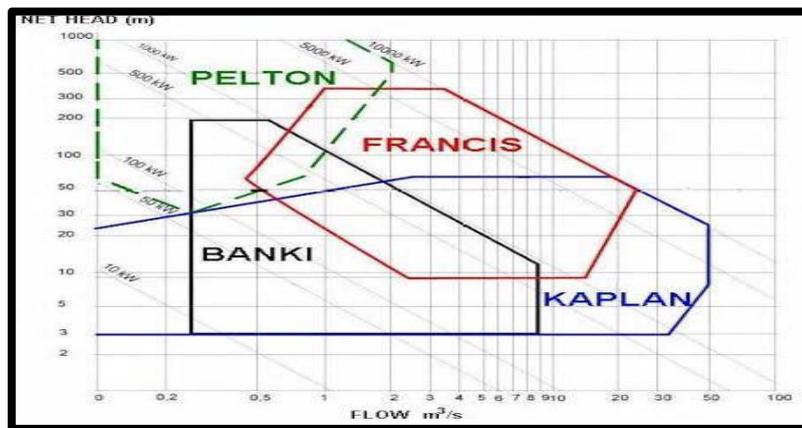
Prinsip kerjanya yaitu dimana sebuah turbin Kaplan berlari secara penuh dibawah permukaan air sehingga tekanan yang berbeda meleti sudu-sudu. Sedangkan model rumah turbin anonym (2002) pada poros vertical memerlukan rumah turbin berbentuk spiral atau rumah keong.



Gambar 2.4 Turbin Kaplan

2.2.2 Perbandingan Karakteristik turbin Air

Perbandingan Karakteristik turbin dapat kita lihat pada grafik Flow (m^3/s) *vs head* (m) adalah seperti ditunjukkan pada gambar 2.5 dibawah ini.



Gambar 2.5 Grafik perbandingan karakteristik turbin

(Sumber:sunyoto,Teknik Mesin Industri Jilid 3 Untuk Smk)

Berdasarkan gambar 2.5 di atas, turbin Kaplan adalah turbin yang beroperasi pada *head* yang rendah dengan kapasitas aliran yang tinggi atau bahkan beroperasi pada kapasitas yang sangat rendah. Hal ini karena sudu-sudu turbin Kaplan dapat diatur secara manual atau otomatis untuk merespon perubahan

kapasitas. Berkebalikan dengan turbin Kaplan, turbin pelton adalah turbin yang beroperasi pada *head* tinggi dengan kapasitas yang rendah. Untuk turbin francis mempunyai karakteristik yang berbeda dengan yang lainnya yaitu turbin francis dapat beroperasi pada *head* yang rendah atau beroperasi pada *head* yang tinggi.

Pemilihan turbin kebanyakan didasarkan pada *head* air yang didapatkan dan kurang lebih pada rata-rata alirannya. Umumnya, turbin implus digunakan untuk tempat dengan *head* tinggi, dan turbin reaksi digunakan untuk tempat dengan *head* rendah. Turbin Kaplan baik digunakan untuk semua jenis debit dan *head*, efisiensinya baik dalam segala kondisi aliran. Turbin kecil (umumnya dibawah 10 MW) mempunyai poros horizontal, dan kadang dipakai juga pada kapasitas turbin mencapai 100 MW. Turbin francis dan Kaplan besar biasanya mempunyai poros / sudu vertikal karena ini menjadi penggunaan paling baik untuk *head* yang didapatkan, dan membuat instalasi generator lebih ekonomis. Poros pelton bias vertikal maupun horizontal karena ukuran turbin lebih kecil dari *head* yang didapat atau tersedia. Beberapa turbin implus menggunakan beberapa semburan air tiap semburan untuk meningkatkan kecepatan spesifik dan keseimbangan gaya poros.

2.2.3 Pemilihan Jenis Turbin

Secara teoritis dalam perencanaan pemilihan jenis turbin ditentukan berdasarkan kecepatan spesifik (n_s) dan tinggi jatuh air efektif (H_e)

- Pemilihan berdasarkan tinggi jatuh air

Pemilihan dengan berdasarakan tinggi jatuh air di peroleh, maka dapat dilihat pada tabel 2.2 berikut ini.

Tabel 2.2 Pemilihan berdasarkan tinggi jatuh air

No	Tinggi jatuh air / head (m)	Type Jenis Turbin
1	0 sampai 25	Kaplan atau Francis (lebih cocok kaplan)
2	25 sampai 50	Kaplan atau Francis (lebih cocok Francis)
3	50 sampai 150	Francis
4	150 sampai 250	Francis atau pelton (lebih cocok Francis)
5	250 sampai 300	Francis atau pelton (lebih cocok pelton)
6	Diatas 300	Pelton

Sumber:RSKhurmi. *A Text Book of Hydarolic, Fluida Mechanics, and Hydarolic Mechines*

- Pemilihan berdasarkan kecepatan spesifik

Kecepatan spesifik adalah kecepatan turbin dimana dapat dihasilkan 1HP untuk setiap tinggi jatuh air (H) = 1 Ft. Kecepatan spesifik dari suatu turbin dapat di ketahui dengan menggunakan persamaan dan kondisi yang diketahui. Setelah dihitung atau didapatkan nilai n_s dengan mempergunakan persamaan maka dapat dipilih jenis turbin dengan menggunakan tabel 2.3 di bawah ini.

Tabel 2.3 Pemilihan jenis turbin berdasarkan kecepatan spesifik

No	TKecepatan spesifik (rpm)	Type Jenis Turbin
1	0 sampai 35	Turbin Pelton dengan Nozzel tunggal
2	35 sampai 60	Turbin pelton dengan 2dua Nozzel atau lebih
3	60 sampai 300	Turbin Francis
4	300 sampai 1000	Turbin Kaplan

Sumber:RSKhurmi. *A Text Book of Hydarolic, Fluida Mechanics, and Hydarolic Mechines*

2.3 Dasar – Dasar Perhitungan Turbin

Ada beberapa perhitungan yang di perlukan untuk menganalisa sebuah turbin yaitu:

2.3.1 Debit Air

Daya yang dapat di hasilkan oleh suatu turbin sangat bergantung pada debit air yang tersedia. Oleh karena itu debit air merupakan hal yang sangat menentukan dalam perencanaan turbin air. Sesuai dengan persamaan. Kontinuitas debit air yang mengalir dalam pipa yang bertekanan dapat dihitung menggunakan persamaan:

$$Q = Ca \cdot Qam \dots\dots\dots(2.22)$$

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

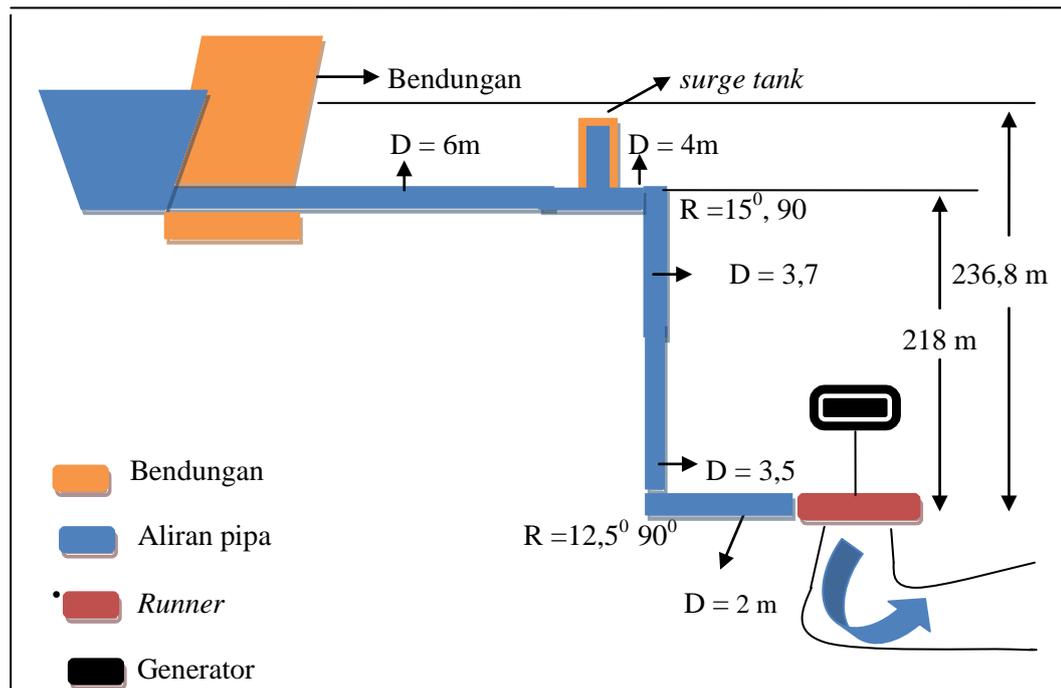
Ca = discharge coefficient

Qam = discharge on meter (m^3/s)

2.3.2 Tinggi Jatuh Air

Pada suatu instalasi pembangkit listrik ada terdapat dua macam tinggi jatuh air yaitu tinggi jatuh air actual dan tinggi jatuh air efektif. Untuk jenis turbin air tekanan sama, tinggi jatuh air aktualnya akan dihitung dari permukaan air di dalam kolam penampungan sampai ketengah-tengah pancaran air dari nozzle. Sedangkan untuk jenis air tekanan lebih tinggi, jatuh air aktual dihitung dari permukaan kolam penampungan sampai ke permukaan air bawah.

Adapun gambar dari tinggi jatuh air untuk turbin tekanan lebih tinggi pada PLTA Siguragura dapat kita lihat pada gambar 2.6 berikut ini.



Gambar 2.6 Tinggi Jatuh Air Untuk pada PLTA siguragura

Adapun yang dimaksud dengan tinggi jatuh air efektif adalah tinggi jatuh air aktual dikurangi kerugian energy (*head loss*) disepanjang saluran pipa seperti ditunjukkan pada persamaan berikut:

$$H_{eff} = H_i + H_s + V_1 - V_2 \dots\dots\dots(2.24)$$

Dimana : H_{eff} = Tinggi jatuh air efektif (m)

H_i = *Casing inlet pressure* (m)

H_s = *Suction head* (m)

2.3.3 Daya Air (*Water Horse Power*), Daya Turbin (*Brake Horse Power*) dan Efisiensi

Besarnya daya air (*water horse power*) dapat diperoleh dari kapasitas air dan tinggi jatuh air efektif ditunjukkan pada persamaan berikut:

$$P_w = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_{eff} / 10^3 \dots\dots\dots(2.25)$$

Adapun untuk menghitung efisiensi turbin adalah perbandingan antara daya yang dihasilkan oleh turbin dengan daya yang dihasilkan oleh air seperti yang ditunjukkan persamaan berikut.

$$\eta_{turbin} = \frac{PT}{P_w} \dots\dots\dots(3.29)$$

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

ρ = Kerapatan (densitas)air(kg/m^3)

g = Percepatan grafitasi (m/s^2)

H = Head (m)

η_{turbin} = Efisiensi Turbin (%)

P_w =Daya air (Watt)

PT = daya Turbin (watt)

2.4 Analisa Perhitungan unjuk kerja turbin Francis

Perhitungan skripsi dilakukan dengan menggunakan rumus yang ada pada data yang di peroleh dari PT inalum (Persero) (Lampiran 1) sehingga penulis melakukan perhitungan dengan data yang di peroleh, sehingga penulis dapat melakukan perbandingan dengan data yang yang dihitung secara manual dengan data sebenarnya

2.5 Turbin Francis

2.5.1 Pengertian Dan Cara Kerja

Turbin Francis merupakan salah satu turbin reaksi. Turbin dipasang diantara sumber air tekanan tinggi di bagian masuk dan air bertekanan rendah di

bagian keluar. Turbin Francis menggunakan sudu pengarah. Sudu pengarah mengarahkan air masuk secara tangensial.

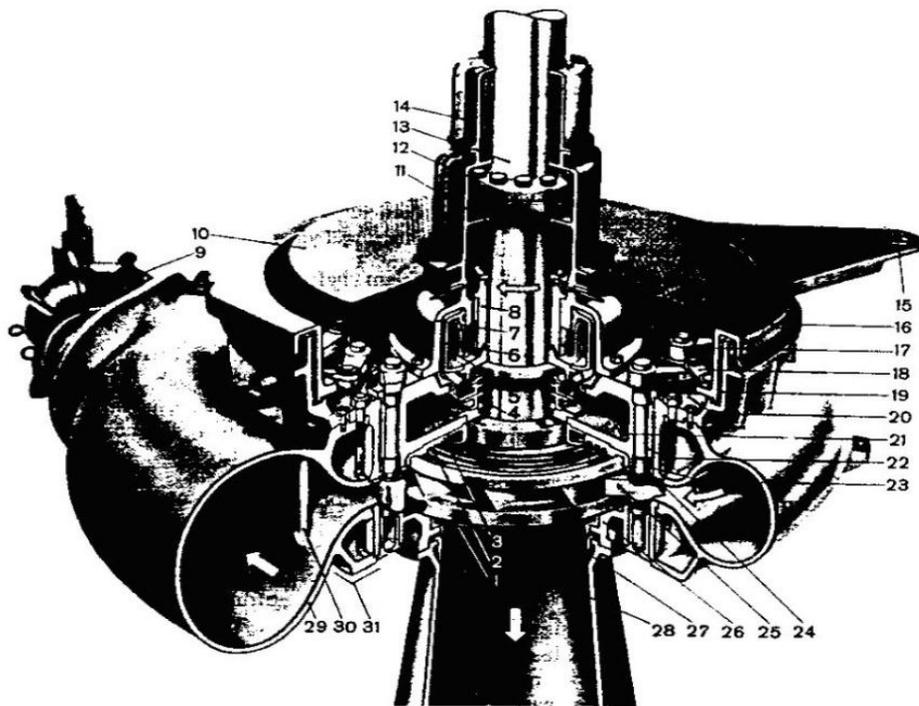
Turbin francis bekerja dengan memakai proses tekanan lebih. Pada waktu air masuk ke roda jalan, sebagian dari energi tinggi jatuh telah bekerja di dalam sudu pengarah diubah sebagai kecepatan air masuk. Sisa energi tinggi jatuh dimanfaatkan dalam sudu jalan, dengan adanya pipa isap memungkinkan energi tinggi jatuh bekerja di sudu jalan dengan semaksimal mungkin. Turbin yang dikelilingi dengan sudu pengarah semuanya terbenam dalam air. Air yang masuk kedalam turbin dialirkan melalui pengisian air dari atas turbin (*schact*) atau melalui sebuah rumah yang berbentuk *spiral* (rumah keong). Daya yang dihasilkan turbin diatur dengan cara mengubah posisi pembukaan sudu pengarah. Pembukaan sudu pengarah dapat dilakukan dengan tangan atau dengan pengatur dari oli tekan (governor tekanan oli), dengan demikian kapasitas air yang masuk ke dalam roda turbin bisa diperbesar atau diperkecil. Pada sisi sebelah luar roda jalan terdapat tekanan kerendahan (kurang dari 1 atmosfer) dan kecepatan aliran yang tinggi. Di dalam pipa isap kecepatannya akan berkurang dan tekanannya akan kembali naik sehingga air bisa dialirkan keluar lewat saluran air di bawah dengan tekanan seperti keadaan sekitarnya.

Ciri-ciri turbin francis:

1. Memerlukan volume air yang cukup banyak dengan tinggi muka air antara 30-200m.
2. Untuk poros vertical dengan menggunakan rumah turbin model *spiral* atau rumah keong.

3. Bentuknya lebih rumit karena memiliki berbagai jenis sudu (sudu jalan, sudu atur dan sudu tetap).

2.5.2 Konstruksi Turbin Francis



Gambar 2.7 Kontruksi Turbin Francis

Keterangan :

- | | |
|-----------------------------------|---|
| 1. Roda jalan | 17. Tuas |
| 2. Cincin labirin | 18. Batang penggerak |
| 3. Cincin labirin kontra | 19. Cincin hantaran |
| 4. Cincin zat arang | 20. Roda penghantar |
| 5. Pipa kuras | 21. Tutup turbin |
| 6. Pengumpul minyak yang berputar | 22. Tabung blok bantalan atas |
| 7. Blok bantalan | 23. Cincin penutup roda bantalan tengah |
| 8. Bantalan pengantar | 24. Cincin penutup roda pengarah |

- | | |
|-------------------------------------|------------------------------------|
| 9. Saluran aliran kompensator | 25. Daun sudu pengarah |
| 10. Bordes pelayanan | 26. Tutup turbin bawah atau cincin |
| 11. Poros turbin | roda pengarah |
| 12. Kopling | 27. Saluran udara pipa isap |
| 13. Poros hantar | 28. Pipa isap |
| 14. Tabung penutup poros | 29. Rumah keong |
| 15. Titik tangkap <i>servomotor</i> | 30. Sudu penyangga |
| 16. Cincin pengatur | 31. Cincin sudu penyangga |

Proses masuknya air kedalam turbin adalah sebagai berikut :

Air dimasukan kedalam turbin dengan melewati rumah keong (29) yang telah di perkuat dengan sudu-sudu penyangga (30). Disebelah kanan adalah daun sudu pengarah (25) atau disebut sudu pengarah saja. Posisi membuka dan menutup sudu tersebut digerakan melalui batang penggerak (18), tuas (17) dan cincin pengatur(16) sesuai dengan banyak atau sedikitnya air yang akan masuk ke turbin. Untuk penutupan aliran air yang masuk ke turbin dengan tiba-tiba, misalnya pada saat pengurangan beban generator, supaya tekanan didalam rumah keong dan didalam pipa saluran tidak naik, maka untuk mengindari kenaikan tekanan tersebut pelimpah/saluran aliran kompensator (9) dapat terbuka dalam waktu yang singkat.

Cincin labirin (2) dan juga cincin zat arang (3) pada prinsipnya adalah mencegah air jangan sampai masuk keruangan yang lain-lainnya kecuali hanya masuk ke sudu pengarah dan sudu jalan, air yang keluar dari sudu pengarah mempunyai tekanan lebih. *Runner* dengan poros dan dengan rotor generator di tahan/dipukul oleh bantalan (8) sebagai bantalan penghantar radial.

Pada umumnya poros untuk turbin dan generator terdiri dari 2 bagian. Bantalan tekannya ditumpuh oleh suatu konstruksi pendukung yang tersendiri, yang terdiri dari tembereng yang bias diatur dan menerima beban yang berputar dari *Runner* poros dan rotor generator juga menerima gaya geser aksial dari tekanan lebih yang terdapat pada turbin. Turbin dan generator masing-masing punya bantalan penghantar. Suduh pengarah digerakan dengan memakai oli yang bertekanan yang di atur dari *servomotor* yang tersendiri.

BAB 3

METODE PENELITIAN

3.1 Waktu dan Tempat

Penelitian dan pengambilan data dilakukan selama 2 hari pertama pada tanggal 28 April 2017 dan 31 Juli 2017 di PLTA Siguragura PT. Indonesia Asahan Aluminium di Paritohan, Kecamatan Pintu Meranti, Kabupaten Tobasa, Sumatera Utara.

3.2 Alat dan Bahan

Peralatan turbin yang digunakan untuk memperoleh data yang dihitung di PLTA Siguragura PT Indonesia Asahan Aluminium yaitu sebagai berikut:

- *Guide Vane Meter*, digunakan untuk mengukur besar bukan sudu pengarah (*Guide Vane Meter*) pada turbin. Pembacaan data dilakukan secara manual di Turbin yang ditampilkan dalam skala 0-100%. gambar di bawah ini menunjukkan gambar *Guide Vane Meter*.



Gambar 3.1 *Guide vane Meter*
(sumber; Foto survei lapangan PLTA Siguragura)

3.3 Pembangkit Listrik Tenaga Air Siguragura

3.3.1 Bendungan Penadah Siguragura (*Siguragura Intake DAM*)

Bendungan ini berfungsi sebagai sumber air yang stabil untuk stasiun pembangkit listrik Siguragura, terletak di Simorea, 9 km dari bendungan pengatur. Tipe bendungan ini adalah beton massa dengan ketinggian 46 m panjang 173 m. Bendungan ini berfungsi untuk mengontrol debit air yang masuk ke Stasiun Pembangkit Listrik Siguragura (*Siguragura Power Station*).

Berikut adalah karakteristik untuk bendungan siguragura :

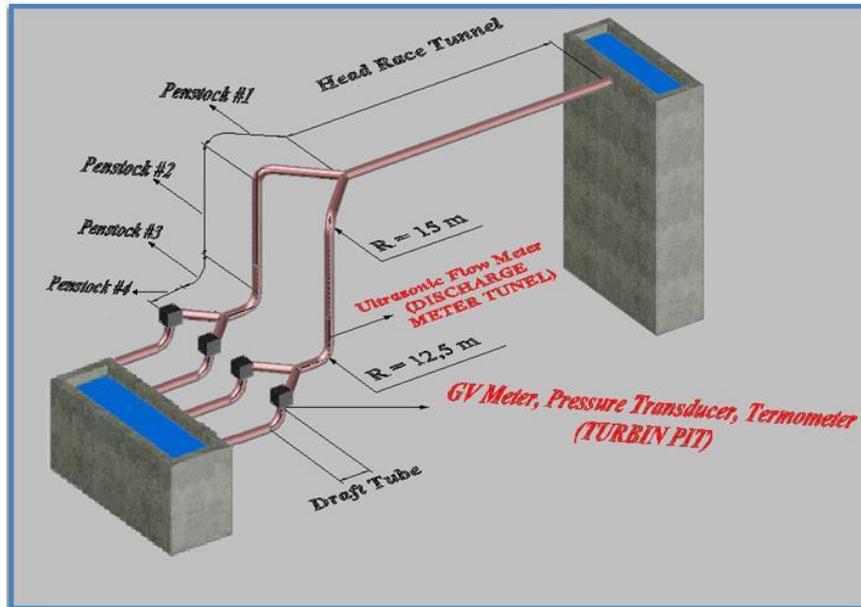
DAM

Tipe	= Beton massa (<i>concrete gravity</i>)
Tinggi	= 46 m
Volume	= 38.000 m ³
Panjang puncak	= 173 m

POWER STATION

<i>Type</i>	= <i>Underground</i>
<i>Inteke high water level</i>	= 735,4 m elevasi
<i>Low water level</i>	= 732,6 m elevasi
<i>Tail water level</i>	= 506,0 m elevasi
<i>Installed capacity</i>	= 286 (71,5 MW x 4 unit)
<i>Head reace tunnel</i>	= 1 x 6.0 m (D) x 983 m (L)
<i>Penstock</i>	= 2 - 4 lines x 4.0 - 2.5 m (D) x 261 m (L)
<i>Tail race tunnel</i>	= 1 x 6.1 m (D) x 450 m (L)

Gambar sederhana 3 instalasi penelitian skripsi ini ditunjukkan pada gambar 3.2 berikut ini



Gambar 3.2 Gambar sederhana instalasi Turbin air

3.4 Turbin Air

3.4.1 Turbin Air PLTA Siguragura

Dalam suatu sistem Pembangkit Listrik Tenaga Air, turbin merupakan salah satu peralatan utama selain generator. Turbin air adalah untuk mengubah energi air menjadi energi putar. Energi putar ini kemudian diubah menjadi energi listrik oleh generator.

Pembangkit listrik tenaga air PT Inalum siguragura memiliki total 4 turbin, dimana power terdapat $4 \times 71.5\text{ MW}$. Semua unit turbin disiguragura menghasilkan 286 MW dan kecepatan putaran setiap turbin 333 rpm. Tipe turbin yang digunakan adalah turbin francis setengah payung.

Berikut komponen-komponen utama pada turbin air PT Inalum Power Plant:

3.4.2 Komponen-Komponen Turbin Air

A. *Runner*

Runner merupakan bagian utama yang berputar akibat adanya energi potensial dan tekanan air yang jatuh dari penstik ke *inlet valve* dan akhirnya mengalir ke sudu *runner* melalui pengaturan *guide vane*. Berikut ini merupakan gambar dari *runner*



Gambar 3.3 *runner*

Tabel 3.1 Data *runner*

No	Data <i>runner</i>	SGP (PLTA Siguragura)
1	Material	13 Cr 3,5 Ni <i>cast steel</i>
2	Diameter	2742 mm
3	Jumlah sudu	17 buah

[sumber : PT Inalum Power Plant]

B. *Stay vane*

Stay vane berfungsi sebagai pengarah aliran air. *Stay vane* mengarahkan aliran air ke *runner*, sehingga arah aliran tepat untuk memberikan tekanan yang maksimum ke *runner blade*. Adapun *stay vane* dapat di lihat pada gambar 3.5



Gambar 3.4 Stay vane

C. *Guide Vane*

Guide vane merupakan rangkaian mekanisme bilah – bilah baja yang dapat berotasi $< 90^\circ$ di sekitar *runner*, yang berfungsi mengatur sudut masuk air ke *runner* sesuai dengan kontrol dari governor. Misalkan terjadi perubahan frekuensi akibat adanya perubahan beban maka governor akan memberikan perintah kepada servomotor untuk membuka ataupun menutup *gate vane* sesuai dengan kebutuhan agar beban tetap dapat diimbangi sehingga frekuensi akan tetap konstan.

Guide vane terbuat dari potongan baja karbon hasil pencoran, dan dilas plat baja anti karat (*stainless*) ketebalan tidak lebih 6 mm dari 18% *chromium* dengan 8% nikel pada atas dan bawah bagian-bagian permukaan.



Gambar 3.5 *Guide Vane*

D. *Head Cover and Bottom Ring*

Head cover and bottom ring dibuat dengan pengelasan padat pelat baja. *Head cover* didesain untuk meneruskan *guide bearing* dan semua hidrolis beban ke *stay ring* dengan pembelokan sedikit. *Bottom ring* menyatukan kepala *bushing* dengan paking ke batang *guide vane*.

Bagian bawah *head cover* di desain untuk meminimalkan pergesekan dan kehilangan putaran dalam jarak antara *runner* dan *head cover*, jarak itu cukup untuk mencegah tekanan air yang berlebihan dibawah *head cover* atau kelebihan daya yang tinggi pada *runner*. *Head cover* dan *bottom ring* dilengkapi dengan penggunaan ring-ring *stainless steel* yang dapat diperbarui pada posisi *runner*.

E. Poros (*Shaft*)

Turbine shaft merupakan poros yang dipaking dikopling dengan poros generator, untuk meneruskan daya dan putaran dari turbin ke rotor pada generator untuk membangkitkan daya listrik. Data Poros pada PLTA sigura dapat kita lihat pada Gambar 3.8.



Gambar 3.6 Poros

Tabel 3.2 Data Poros Turbin PLTA Siguragura

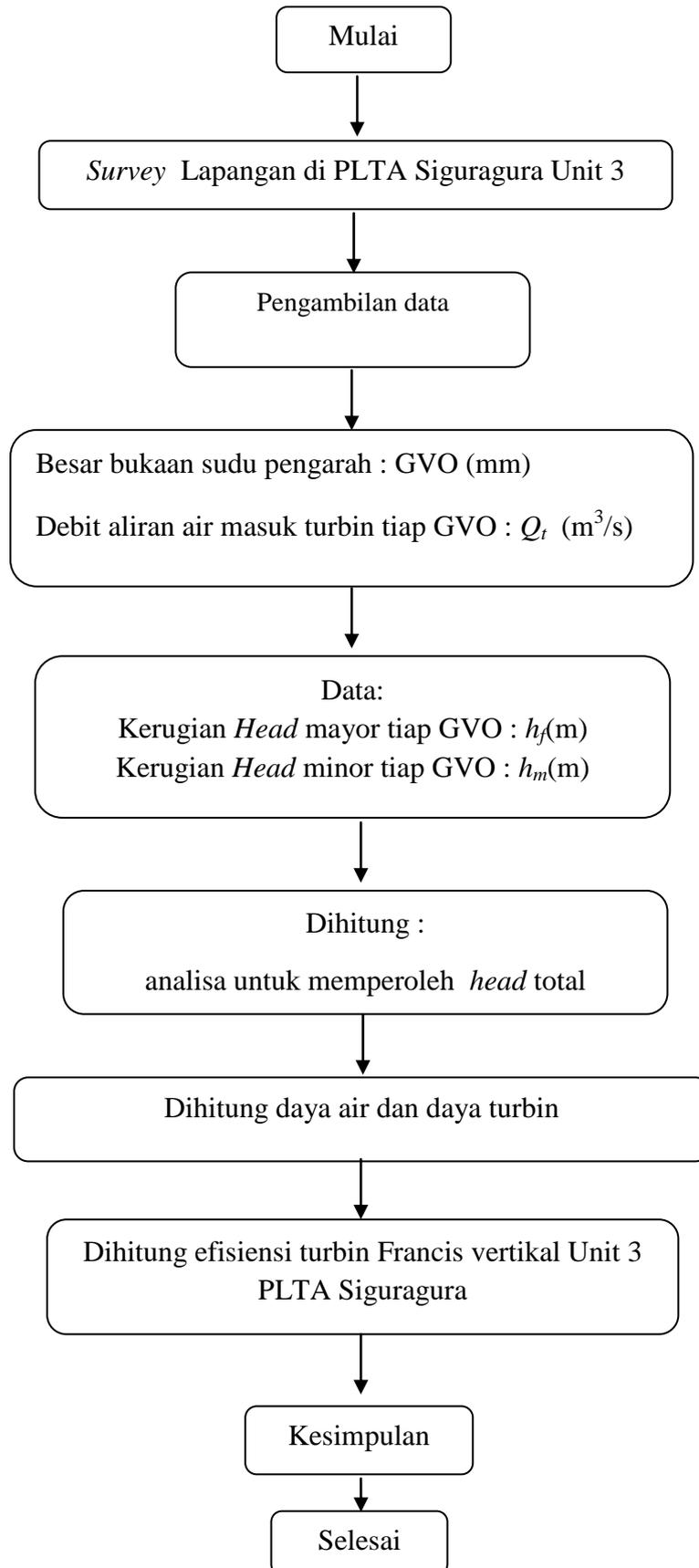
No	Data poros turbin	SGP
1	Material	SF 50 A <i>Forged steel</i>
2	Diameter	660 mm

[sumber : PT Inalum Power Plant]

Putaran poros ini merupakan hasil dari perubahan energipotensial menjadi energi kinetik yang diberikan air yang bertekanan tinggi menuju sudu-sudu *runner*, sehingga secara otomatis dengan bentuk sudu-sudu *runner* yang aerodinamis maka menjadikan *runner* dapat berputar dan putaran ini diteruskan ke poros turbin dan kemudian ke poros motor pada generator.

3.5 Prosedur Penelitian

Prosedur penelitian dalam skripsi ini menggunakan diagram alir penelitian (Metode Analisis Perhitungan). Dapat kita lihat pada gambar 3.7.



Gambar 3.7 Diagram alir penelitian metode analisis perhitungan

BAB 4

PERHITUNGAN DAN ANALISIS HASIL PERHITUNGAN

4.1 Hubungan Antara Bukaannya Sudu Pengarah (GVO) Terhadap Debit Air Masuk Turbin

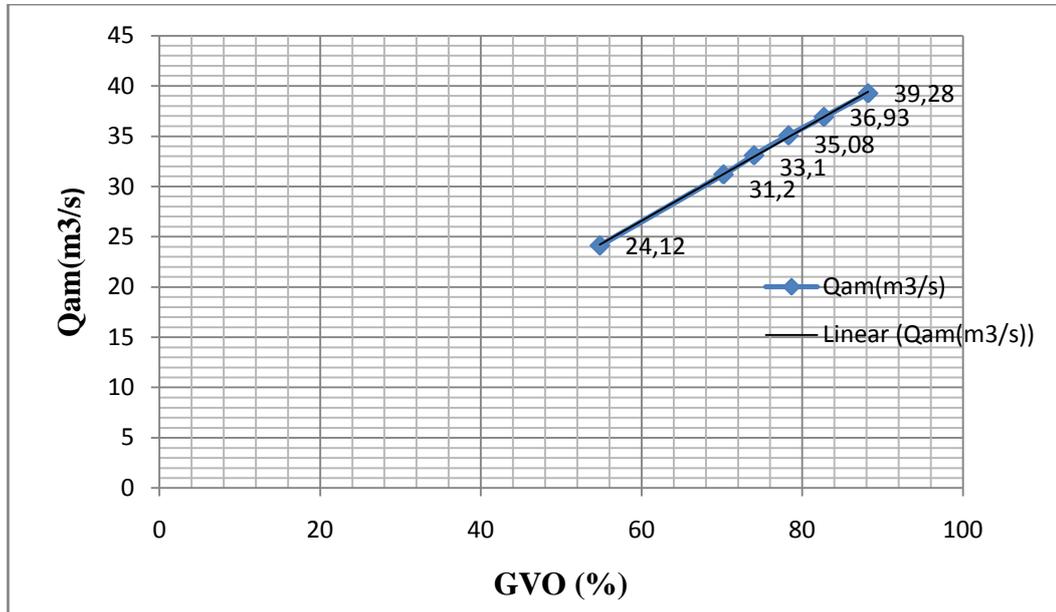
Data bukaannya sudu pengarah (Guide Vane Opening (GVO) terhadap debit air masuk turbin (Q_T) dibawah ini merupakan hasil pengujian turbin Francis vertikal unit-3 PLTA siguragura yang dilakukan oleh PT Indonesia Asahan Aluminium (Persero) pada tanggal 28 juli 2010 (lampiran 1). Bukaannya sudu pengarah (GVO) yang dipakai ada enam variasi, yaitu sebesar 54,8%, 70,2%, 74,0%, 78,3%, 82,7%, 88,2%.

Adapun angka-angka tersebut didapat dari *Guide Vane Meter*, dan pembacaan data dilakukan secara manual di turbin yang ditampilkan dalam skala 0-100%. Hubungan antara bukaannya sudu pengarah (GVO) dengan debit air masuk turbin (Q_T) ditunjukkan pada tabel 4.1 dibawah ini.

Tabel 4.1 Hubungan bukaannya sudu pengarah (GVO) dan debit air masuk turbin (Q_T)

GVO (%)	GVO (mm)	Q_{am} (m ³ /s)
54,8	135	24,12
70,2	164	31,20
74,0	171	33,10
78,3	179	35,08
82,7	187	36,93
88,2	197	39,28

Berikut ini grafik hubungan bukaan sudu pengarah (GVO) dan debit air masuk turbin (Q_T) yang ditunjukkan pada gambar 4.1.



Gambar 4.1 Grafik hubungan antara bukaan sudu pengarah GVO dan debit air masuk turbin (Q_T)

Grafik paa gambar 4.1 menunjukkan bahwa semakin besar bukaan sudu pengarah (GVO) maka debit air masuk turbin (Q_T) akan semakin besar. Hal ini disebabkan oleh semakin besar GVO maka sudupengarah (*guide vane*), yang menutup air yang masuk sebelum masuk ke turbin, semakin terbuka. Jika semakin besar bukaannya maka semakin banyak air yang masuk (debit air masuk(Q_T)).

4.2 Perhitungan Turbin Francis PLTA PT Inalum (persero)

Data diperoleh dari data yang diberi oleh PT inalum ada pada (Lampiran1)

1. Menghitung Turbin Francis PT inalum dengan variasi bukaan GVO 135 mm (54,8%). Dari satu variasi diperoleh tiga data, sehingga penulis menggunakan dengan mencari nilai rata-rata, dengan diketahui;

$$A1 = 3,1416 \text{ m}^2$$

$$Hc = 262,6 \text{ m}$$

$$A2 = 19.0262 \text{ m}^2$$

$$Hr = 236,8 \text{ m}$$

$$g = 9,7796 \text{ m/s}^2$$

$$a = -2,59 \text{ m}$$

$$D = 4,1 \text{ m}$$

$$\rho_{\text{air}} = 996,5 \text{ kg/m}^3$$

$$v = 8,54 \times 10^{-7}$$

$$\text{temperatur air} = 27^0 \text{ c}$$

Dit : a. Turbin *output* dengan bukaan GVO 135 mm (54,8%)

$$PT = PG + PL$$

$$= 48,69 \text{ MW} + 1,25 \text{ MW}$$

$$= 49,94 \text{ MW}$$

- b. Menghitung *gross head* (H_{gr}) dengan bukaan GVO 135 mm (54,8%)

$$H_{gr} = H_u - H_o$$

$$= 505,26 \text{ m} - 266,61 \text{ m}$$

$$= 238,65 \text{ m}$$

c. Menghitung *suction head* (Hs) dengan bukaan GVO 135 mm (54,8%)

$$H_s = H_c - H_o$$

$$= 262,6 \text{ m} - 266,61 \text{ m}$$

$$= -4,01 \text{ m}$$

d. Menghitung kecepatan (Vm) dengan bukaan GVO 135 mm (54,8%)

$$V_m = Q_{am} / (\pi D^2 / 4)$$

$$= 24,12 \text{ m}^3/\text{s} / (3,14 \cdot (4,1 \text{ m})^2 / 4)$$

$$= \frac{24,12 \text{ m}^3/\text{s}}{13,19}$$

$$= 1,8286 \text{ m}^2/\text{s}$$

e. Menghitung reynolds (Re) dengan bukaan GVO 135 mm (54,8%)

$$Re = D \cdot V_m / \nu$$

$$= 4,1 \text{ m} \cdot 1,8286 \text{ m}^2/\text{s} / 8,54 \times 10^{-7}$$

$$= 8778992,97$$

$$\text{atau } Re \cdot 10^{-6} = 8,77 \text{ (tabel)}$$

f. Menghitung *coefficien of flowmeter* (Km) dengan bukaan GVO 135 mm (54,8%)

$$K_m = 1 + 0,2488 Re^{-0,125}$$

$$= 1 + 0,2488 \cdot 8,77^{-0,125}$$

$$= 1,1896$$

- g. Menghitung *coefficient of flowmeter* (Km) dengan bukaan GVO 135 mm (54,8%)

$$K_m = 1 + 0,01 \cdot (6,25 + 431 \cdot Re^{-0,237})^{0,5}$$

$$= 1 + 0,01 \cdot (6,25 + 431 \cdot 8,77^{-0,237})^{0,5}$$

$$= 1,1624$$

- h. Menghitung *Discharge Coefficient* (Ca) dengan bukaan GVO 135 mm (54,8%)

$$C_a = K_m / K_e$$

$$= 1,1624 / 1,0496$$

$$= 1,1074$$

- i. Menghitung turbin *Discharge* (Q) GVO 135 mm (54,8%)

$$Q = C_a \cdot Q_{am}$$

$$= 1,1074 \cdot 24,12 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$= 26,71 \text{ m}^3/\text{s}$$

j. Menghitung *inlet velocity head* (V1) dengan bukaan GVO 135 mm (54,8%)

$$\begin{aligned} V1 &= \frac{\left(\frac{Q}{A1}\right)^2}{2 \cdot g} \\ &= \frac{\left(\frac{26,71 \text{ m}^3/\text{s}}{3,1416 \text{ m}^2}\right)^2}{2 \cdot 9,776 \text{ m/s}^2} \\ &= 3,69 \text{ m} \end{aligned}$$

k. Menghitung *outlet velocity head* (V2) dengan bukaan GVO 135 mm (54,8%)

$$\begin{aligned} V2 &= \frac{\left(\frac{Q}{A2}\right)^2}{2 \cdot g} \\ V2 &= \frac{\left(\frac{26,71 \text{ m}^3/\text{s}}{19,0262 \text{ m}^2}\right)^2}{2 \cdot 9,776 \text{ m/s}^2} = 0,10 \text{ m} \end{aligned}$$

l. Menghitung *casing inlet pressure* (Hi) dengan bukaan GVO 135 mm (54,8%)

$$\begin{aligned} Hi &= (Pi \cdot 1000) / (\rho_{\text{air}} \cdot g) + a \\ &= (2324,2 \text{ kpa} \cdot 1000) / (996,5 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,7796 \text{ m/s}^2) + -2,59 \\ &= 235,9 \text{ m} \end{aligned}$$

m. Menghitung *Net head* (H) dengan bukaan GVO 135 mm (54,8%)

$$\begin{aligned} H &= Hi + Hs + V1 - V2 \\ &= 235,9 \text{ m} + (-4,01 \text{ m}) + 3,69 \text{ m} - 0,10 \text{ m} \\ &= 235,48 \text{ m} \end{aligned}$$

n. Menghitung *Hydrolic power* (PW) dengan bukaan GVO 135 mm (54,8%)

$$\begin{aligned}PW &= \rho_{\text{air}} \cdot g \cdot Q \cdot H/10^3 \\&= 996,5 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,7796 \text{ m/s}^2 \cdot 26,71 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 235,48 \text{ m} /10^3 \\&= 61,29 \text{ MW}\end{aligned}$$

o. Menghitung *efficiency* turbin (η_T) dengan bukaan GVO 135 mm (54,8%)

$$\begin{aligned}\eta_T &= PT/PW \times 100\% \\&= 49,94 \text{ MW} / 61,29 \text{ MW} \\&= 0,8148 \cdot 100\% \\&= 81,48\end{aligned}$$

p. Menghitung *converted* turbin *output* (Pr) dengan bukaan GVO 135 mm (54,8%)

$$\begin{aligned}Pr &= PT \cdot (Hr/H)^{1,5} \\&= 49,94 \text{ MW} \cdot (236,8\text{m}/235,45 \text{ m})^{1,5} \\&= 50,37 \text{ MW}\end{aligned}$$

q. Menghitung *converted Discharge* (Pr) dengan bukaan GVO 135 mm (54,8%)

$$\begin{aligned}Qr &= Q \cdot (Hr/H)^{0,5} \\&= 26,71 \text{ m}^3/\text{s} \cdot (236,8\text{m}/235,45 \text{ m})^{0,5}\end{aligned}$$

$$= 26,78 \text{ m}^3/\text{s}$$

2. Menghitung Turbin Francis PT inalum dengan variasi bukaan GVO 164 mm (70,2%). Dari satu variasi diperoleh tiga data, sehingga penulis menggunakan dengan mencari nilai rata-rata, dengan diketahui;

$$A1 = 3,1416 \text{ m}^2$$

$$Hc = 262,6 \text{ m}$$

$$A2 = 19,0262 \text{ m}^2$$

$$Hr = 236,8 \text{ m}$$

$$g = 9,7796 \text{ m/s}^2$$

$$a = -2,59 \text{ m}$$

$$D = 4,1 \text{ m}$$

$$\rho_{\text{air}} = 996,5 \text{ kg/m}^3$$

$$v = 8,54 \times 10^{-7}$$

$$\text{temperatur air} = 27^0 \text{ c}$$

Dit : a. Turbin *output* dengan bukaan GVO 164 mm (70,2%)

$$PT = PG + PL$$

$$= 64,97 \text{ MW} + 1,37 \text{ MW}$$

$$= 66,34 \text{ MW}$$

- b. Menghitung *gross head* (H_{gr}) dengan bukaan GVO 164 mm (70,2%)

$$H_{gr} = H_u - H_o$$

$$= 505,41 \text{ m} - 266,68 \text{ m}$$

$$= 238,73 \text{ m}$$

- c. Menghitung *suction head* (H_s) dengan bukaan GVO 164 mm (70,2%)

$$H_s = H_c - H_o$$

$$= 262,6 \text{ m} - 266,68 \text{ m}$$

$$= -4,08 \text{ m}$$

d. Menghitung kecepatan (V_m) dengan bukaan GVO 164 mm (70,2%)

$$V_m = Q_{am} / (\pi D^2 / 4)$$

$$= 31,20 \text{ m}^3/\text{s} / (3,14 \cdot (4,1 \text{ m})^2 / 4)$$

$$= \frac{31,20 \text{ m}^3/\text{s}}{13,19 \text{ m}}$$

$$= 2,3654 \text{ m}^2/\text{s}$$

e. Menghitung *reynolds* (Re) dengan bukaan GVO 164 mm (70,2%)

$$Re = D \cdot V_m / \nu$$

$$= 4,1 \text{ m} \cdot 2,3654 \text{ m}^2/\text{s} / 8,54 \times 10^{-7}$$

$$= 11356135,8$$

$$\text{atau } Re \cdot 10^{-6} = 11,35 \text{ (tabel)}$$

f. Menghitung *coefficien of flowmeter* (K_m) dengan bukaan GVO 164 mm (70,2%)

$$K_m = 1 + 0,2488 Re^{-0,125}$$

$$= 1 + 0,2488 \cdot 11,35^{-0,125}$$

$$= 1,1836$$

- g. Menghitung *coefficient of flowmeter* (Km) dengan bukaan GVO 164 mm (70,2%)

$$\begin{aligned} K_m &= 1 + 0,01 \cdot (6,25 + 431 \cdot Re^{-0,237})^{0,5} \\ &= 1 + 0,01 \cdot (6,25 + 431 \cdot 11,35^{-0,237})^{0,5} \\ &= 1,1576 \end{aligned}$$

- h. Menghitung *Discharge Coefficient* (Ca) dengan bukaan GVO 164 mm (70,2%)

$$\begin{aligned} C_a &= K_m / K_e \\ &= 1,1576 / 1,0496 \\ &= 1,1028 \end{aligned}$$

- i. Menghitung turbin *Discharge* GVO 164 mm (70,2%)

$$\begin{aligned} Q &= C_a \cdot Q_{am} \\ &= 1,1028 \cdot 31,20 \text{ m}^3/\text{s} \\ &= 34,40 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

- j. Menghitung *inlet velocity head* (V1) dengan bukaan GVO 164 mm (70,2%)

$$V_1 = \frac{\left(\frac{Q}{A_1}\right)^2}{2 \cdot g}$$

$$= \frac{\left(\frac{34,40 \text{ m}^3/\text{s}}{3,1416 \text{ m}^2}\right)^2}{2 \cdot 9,776 \text{ m/s}^2}$$

$$= 6,13 \text{ m}$$

k. Menghitung *outlet velocity head* (V2) dengan bukaan GVO 164 mm (70,2%)

$$V2 = \frac{\left(\frac{Q}{A2}\right)^2}{2 \cdot g}$$

$$V2 = \frac{\left(\frac{34,40 \text{ m}^3/\text{s}}{19,0262 \text{ m}^2}\right)^2}{2 \cdot 9,776 \text{ m/s}^2} = 0,15 \text{ m}$$

l. Menghitung *casing inlet pressure* (Hi) dengan bukaan GVO 164 mm (70,2%)

$$Hi = (Pi \cdot 1000) / (\rho_{\text{air}} \cdot g) + a$$

$$= (2298,18 \text{ kpa} \cdot 1000) / (996,5 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,7796 \text{ m/s}^2) + -2,59$$

$$= 233,23 \text{ m}$$

m. Menghitung *Net head* (H) dengan bukaan GVO 164 mm (70,2%)

$$H = Hi + Hs + V1 - V2$$

$$= 233,23 \text{ m} + (-4,08 \text{ m}) + 6,13 \text{ m} - 0,15 \text{ m}$$

$$= 235,15 \text{ m}$$

n. Menghitung *Hydrolic power* (PW) dengan bukaan GVO 164 mm (70,2%)

$$PW = \rho_{\text{air}} \cdot g \cdot Q \cdot H / 10^3$$

$$= 996,5 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,7796 \text{ m/s}^2 \cdot 34,40 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 235,15 \text{ m} / 10^3$$

$$= 78,83 \text{ MW}$$

o. Menghitung *efficiency* turbin (η_T) dengan bukaan GVO 164 mm (70,2%)

$$\eta_T = P_T/P_W \times 100\%$$

$$= 66,34 \text{ MW} / 78,83 \text{ MW}$$

$$= 0,8415 \cdot 100\%$$

$$= 84,15$$

p. Menghitung *converted turbin output* (P_r) dengan bukaan GVO 164 mm (70,2%)

$$P_r = P_T \cdot (H_r/H)^{1,5}$$

$$= 66,34 \text{ MW} \cdot (236,8\text{m}/235,15 \text{ m})^{1,5}$$

$$= 67,03 \text{ MW}$$

q. Menghitung *converted Discharge* (Q_r) dengan bukaan GVO 164 mm (70,2%)

$$Q_r = Q \cdot (H_r/H)^{0,5}$$

$$= 34,40 \text{ m}^3/\text{s} \cdot (236,8\text{m}/235,15 \text{ m})^{0,5}$$

$$= 34,52 \text{ m}^3/\text{s}$$

3. Menghitung Turbin Francis PT in alum dengan variasi bukaan GVO 171 mm (74,0%). Dari satu variasi diperoleh tiga data, sehingga penulis menggunakan dengan mencari nilai rata-rata, dengan diketahui;

$$A1 = 3,1416 \text{ m}^2$$

$$Hc = 262,6 \text{ m}$$

$$A2 = 19.0262 \text{ m}^2$$

$$Hr = 236,8 \text{ m}$$

$$g = 9,7796 \text{ m/s}^2$$

$$a = -2,59 \text{ m}$$

$$D = 4,1 \text{ m}$$

$$\rho_{\text{air}} = 996,5 \text{ kg/m}^3$$

$$v = 8,54 \times 10^{-7}$$

$$\text{temperatur air} = 27^0 \text{ c}$$

Dit : a. Turbin *output* dengan bukaan GVO 171 mm (74,0%)

$$PT = PG + PL$$

$$= 68,96 \text{ MW} + 1,41 \text{ MW}$$

$$= 70,37 \text{ MW}$$

- b. Menghitung *gross head* (H_{gr}) dengan bukaan GVO 171 mm (74,0%)

$$H_{gr} = H_u - H_o$$

$$= 505,56 \text{ m} - 266,69 \text{ m}$$

$$= 238,87 \text{ m}$$

- c. Menghitung *suction head* (H_s) dengan bukaan GVO 171 mm (74,0%)

$$H_s = H_c - H_o$$

$$= 262,6 \text{ m} - 266,69 \text{ m}$$

$$= -4,09 \text{ m}$$

d. Menghitung kecepatan (V_m) dengan bukaan GVO 171 mm (74,0%)

$$\begin{aligned} V_m &= Q_{am}/(\pi D^2/4) \\ &= 33,10 / (3,14 \cdot (4,1m)^2 / 4) \\ &= \frac{33,10 \text{ m}^3/\text{s}}{13,19m} \\ &= 2,5083 \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

e. Menghitung *reynolds* (Re) dengan bukaan GVO 171 mm (74,0%)

$$\begin{aligned} Re &= D \cdot V_m / \nu \\ &= 4,1m \cdot 2,5083m^2/\text{s} / 8.54 \times 10^{-7} \\ &= 12042189,6 \end{aligned}$$

$$\text{atau } Re \cdot 10^{-6} = 12,04 \text{ (tabel)}$$

f. Menghitung *coefficien of flowmeter* (K_m) dengan bukaan GVO 171 mm (74,0%)

$$\begin{aligned} K_m &= 1 + 0,2488 Re^{-0,125} \\ &= 1 + 0,2488 \cdot 12,04^{-0,125} \\ &= 1,1822 \end{aligned}$$

g. Menghitung *coefficient of flowmeter* (K_m) dengan bukaan GVO 171 mm (74,0%)

$$\begin{aligned}
 K_m &= 1 + 0,01 \cdot (6,25 + 431 \cdot Re^{-0,237})^{0,5} \\
 &= 1 + 0,01 \cdot (6,25 + 431 \cdot 12,04^{-0,237})^{0,5} \\
 &= 1,1565
 \end{aligned}$$

- h. Menghitung *Discharge Coefficient* (C_a) dengan bukaan GVO 171 mm (74,0%)

$$\begin{aligned}
 C_a &= K_m / K_e \\
 &= 1,1565 / 1,0496 \\
 &= 1,1018
 \end{aligned}$$

- i. Menghitung *turbin Discharge* (Q) GVO 171 mm (74,0%)

$$\begin{aligned}
 Q &= C_a \cdot Q_{am} \\
 &= 1,1018 \cdot 33,10 \text{ m}^3/\text{s} \\
 &= 36,46 \text{ m}^3/\text{s}
 \end{aligned}$$

- j. Menghitung *inlet velocity head* (V_1) dengan bukaan GVO 171 mm (74,0%)

$$\begin{aligned}
 V_1 &= \frac{\left(\frac{Q}{A_1}\right)^2}{2 \cdot g} \\
 &= \frac{\left(\frac{36,46 \text{ m}^3/\text{s}}{3,1416 \text{ m}^2}\right)^2}{2 \cdot 9,776 \text{ m/s}^2} \\
 &= 6,88 \text{ m}
 \end{aligned}$$

k. Menghitung *outlet velocity head* (V2) dengan bukaan GVO 171 mm (74,0%)

$$V2 = \frac{\left(\frac{Q}{A2}\right)^2}{2 \cdot g}$$

$$V2 = \frac{\left(\frac{36,46 \text{ m}^3/\text{s}}{19,0262 \text{ m}^2}\right)^2}{2 \cdot 9,776 \text{ m/s}^2} = 0,18 \text{ m}$$

l. Menghitung *casing inlet pressure* (Hi) dengan bukaan GVO 171 mm (74,0%)

$$Hi = (Pi \cdot 1000) / (\rho_{\text{air}} \cdot g) + a$$

$$= (2291,68 \text{ kpa} \cdot 1000) / (966,5 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,7796 \text{ m/s}^2) + -2,59$$

$$= 239,86 \text{ m}$$

m. Menghitung *Net head* (H) dengan bukaan GVO 171 mm (74,0%)

$$H = Hi + Hs + V1 - V2$$

$$= 239,86 \text{ m} + (-4,09 \text{ m}) + 6,88 \text{ m} - 0,18 \text{ m}$$

$$= 242,47 \text{ m}$$

n. Menghitung *Hydrolic power* (PW) dengan bukaan GVO 171 mm (74,0%)

$$PW = \rho_{\text{air}} \cdot g \cdot Q \cdot H / 10^3$$

$$= 996,5 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,7796 \text{ m/s}^2 \cdot 36,47 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 242,47 \text{ m} / 10^3$$

$$= 86,17 \text{ MW}$$

- o. Menghitung *efficiency turbin* (η_T) dengan bukaan GVO 171 mm (74,0%)

$$\eta_T = PT/PW \times 100\%$$

$$= 70,37 \text{ MW} / 86,17 \text{ MW}$$

$$= 0,8166 \cdot 100\%$$

$$= 81,66\%$$

- p. Menghitung *converted turbin output* (P_r) dengan bukaan GVO 171 mm (74,0%)

$$P_r = P_T \cdot (H_r/H)^{1,5}$$

$$= 70,37 \text{ MW} \cdot (236,8\text{m}/242,47 \text{ m})^{1,5}$$

$$= 67,91 \text{ MW}$$

- q. Menghitung *converted Discharge* (P_r) dengan bukaan GVO 171 mm (74,0%)

$$Q_r = Q \cdot (H_r/H)^{0,5}$$

$$= 36,47 \text{ m}^3/\text{s} \cdot (236,8\text{m}/242,47 \text{ m})^{0,5}$$

$$= 36,04 \text{ m}^3/\text{s}$$

4. Menghitung Turbin Francis PT inalum dengan variasi bukaan GVO 179 mm (78,3%). Dari satu variasi diperoleh tiga data, sehingga penulis menggunakan dengan mencari nilai rata-rata, dengan diketahui;

$$A1 = 3,1416 \text{ m}^2$$

$$Hc = 262,6 \text{ m}$$

$$A2 = 19.0262 \text{ m}^2$$

$$Hr = 236,8 \text{ m}$$

$$g = 9,7796 \text{ m/s}^2$$

$$a = -2,59 \text{ m}$$

$$D = 4,1 \text{ m}$$

$$\rho_{\text{air}} = 996,5 \text{ kg/m}^3$$

$$v = 8,54 \times 10^{-7}$$

$$\text{temperatur air} = 27^0 \text{ c}$$

Dit : a. Turbin *output* dengan bukaan GVO 179 mm (78,3%)

$$PT = PG + PL$$

$$= 73,08 \text{ MW} + 1,45 \text{ MW}$$

$$= 74,53 \text{ MW}$$

b. Menghitung *gross head* (H_{gr}) dengan bukaan GVO 179 mm (78,3%)

$$H_{gr} = H_u - H_o$$

$$= 505,60 \text{ m} - 266,70 \text{ m}$$

$$= 238,9 \text{ m}$$

c. Menghitung *suction head* (H_s) dengan bukaan GVO 179 mm (78,3%)

$$H_s = H_c - H_o$$

$$= 262,6 \text{ m} - 266,70 \text{ m}$$

$$= -4,1 \text{ m}$$

d. Menghitung kecepatan (V_m) dengan bukaan GVO 179 mm (78,3%)

$$V_m = Q_{am} / (\pi D^2 / 4)$$

$$= 35,08 \text{ m} / (3,14 \cdot (4,1\text{m})^2 / 4)$$

$$= \frac{35,08 \text{ m}^3/\text{s}}{13,19 \text{ m}}$$

$$= 2,6584 \text{ m}^2/\text{s}$$

e. Menghitung *reynolds* (Re) dengan bukaan GVO 179 mm (78,3%)

$$\text{Re} = D \cdot V_m / \nu$$

$$= 4,1\text{m} \cdot 2,6584 \text{ m}^2/\text{s} / 8,54 \times 10^{-7}$$

$$= 12762810,3$$

$$\text{atau } \text{Re} \cdot 10^{-6} = 12,76 \text{ (tabel)}$$

f. Menghitung *coefficien of flowmeter* (Km) dengan bukaan GVO 179 mm (78,3%)

$$\text{Km} = 1 + 0,2488 \text{ Re}^{-0,125}$$

$$= 1 + 0,2488 \cdot 12,76^{-0,125}$$

$$= 1,1809$$

g. Menghitung *coefficient of flowmeter* (Km) dengan bukaan GVO 179 mm (78,3%)

$$\text{Km} = 1 + 0,01 \cdot (6,25 + 431 \cdot \text{Re}^{-0,237})^{0,5}$$

$$= 1 + 0,01 \cdot (6,25 + 431 \cdot 12,76^{-0,237})^{0,5}$$

$$= 1,1555$$

- h. Menghitung *Discharge Coefficient* (Ca) dengan bukaan GVO 179 mm (78,3%)

$$Ca = Km/Ke$$

$$= 1,1555/1,0496$$

$$= 1,1008$$

- i. Menghitung turbin *Discharge* (Q) GVO 179 mm (78,3%)

$$Q = Ca \cdot Q_{am}$$

$$= 1,1008 \cdot 35,08 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$= 38,61 \text{ m}^3/\text{s}$$

- j. Menghitung *inlet velocity head* (V1) dengan bukaan GVO 179 mm (78,3%)

$$V1 = \frac{\left(\frac{Q}{A1}\right)^2}{2 \cdot g}$$

$$= \frac{\left(\frac{38,61 \text{ m}^3/\text{s}}{3,1416 \text{ m}^2}\right)^2}{2 \cdot 9,776 \text{ m/s}^2}$$

$$= 7,72 \text{ m}$$

- k. Menghitung *outlet velocity head* (V2) dengan bukaan GVO 179 mm (78,3%)

$$V2 = \frac{\left(\frac{Q}{A2}\right)^2}{2 \cdot g}$$

$$V_2 = \frac{\left(\frac{38,61 \text{ m}^3/\text{s}}{19,0262 \text{ m}^2}\right)^2}{2 \cdot 9,776 \text{ m/s}^2} = 0,21 \text{ m}$$

- l. Menghitung *casing inlet pressure* (H_i) dengan bukaan GVO 179 mm (78,3%)

$$H_i = (P_i \cdot 1000) / (\rho_{\text{air}} \cdot g) + a$$

$$= (2283,1 \text{ kpa} \cdot 1000) / (966,5 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,7796 \text{ m/s}^2) + -2,59$$

$$= 238,95 \text{ m}$$

- m. Menghitung *Net head* (H) dengan bukaan GVO 179 mm (78,3%)

$$H = H_i + H_s + V_1 - V_2$$

$$= 238,95 \text{ m} + (-4,10 \text{ m}) + 7,72 \text{ m} - 0,21 \text{ m}$$

$$= 242,36 \text{ m}$$

- n. Menghitung *Hydrolic power* (PW) dengan bukaan GVO 179 mm (78,3%)

$$PW = \rho_{\text{air}} \cdot g \cdot Q \cdot H / 10^3$$

$$= 996,5 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,7796 \text{ m/s}^2 \cdot 38,61 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 242,36 \text{ m} / 10^3$$

$$= 91,19 \text{ MW}$$

- o. Menghitung *efficiency* turbin (η_T) dengan bukaan GVO 179 mm (78,3%)

$$\eta_T = PT/PW \times 100\%$$

$$= 74,53 \text{ MW} / 91,19 \text{ MW}$$

$$= 0,817 \cdot 100\%$$

$$= 81,7\%$$

- p. Menghitung *converted turbin output* (Pr) dengan bukaan GVO 179 mm (78,3%)

$$Pr = PT \cdot (Hr/H)^{1,5}$$

$$= 74,53 \text{ MW} \cdot (236,8\text{m}/242,36 \text{ m})^{1,5}$$

$$= 71,98 \text{ MW}$$

- q. Menghitung *converted Discharge* (Pr) dengan bukaan GVO 179 mm (78,3%)

$$Qr = Q \cdot (Hr/H)^{0,5}$$

$$= 38,61 \text{ m}^3/\text{s} \cdot (236,8\text{m}/242,36 \text{ m})^{0,5}$$

$$= 38,16 \text{ m}^3/\text{s}$$

5. Menghitung Turbin Francis PT inalum dengan variasi bukaan GVO 187 mm (82,7%). Dari satu variasi diperoleh tiga data, sehingga penulis menggunakan dengan mencari nilai rata-rata, dengan diketahui;

$$A1 = 3,1416 \text{ m}^2$$

$$Hc = 262,6 \text{ m}$$

$$A2 = 19,0262 \text{ m}^2$$

$$Hr = 236,8 \text{ m}$$

$$g = 9,7796 \text{ m/s}^2$$

$$a = -2,59 \text{ m}$$

$$D = 4,1 \text{ m}$$

$$\rho_{\text{air}} = 996,5 \text{ kg/m}^3$$

$$v = 8,54 \times 10^{-7}$$

$$\text{temperatur air} = 27^0 \text{ c}$$

Dit : a. Turbin *output* dengan bukaan GVO 187 mm (82,7%)

$$PT = PG + PL$$

$$= 76,96 \text{ MW} + 1,49 \text{ MW}$$

$$= 78,45 \text{ MW}$$

b. Menghitung *gross head* (H_{gr}) dengan bukaan GVO 187 mm (82,7%)

$$H_{gr} = H_u - H_o$$

$$= 505,53 \text{ m} - 266,70 \text{ m}$$

$$= 238,83 \text{ m}$$

c. Menghitung *suction head* (H_s) dengan bukaan GVO 187 mm (82,7%)

$$H_s = H_c - H_o$$

$$= 262,6 \text{ m} - 266,70 \text{ m}$$

$$= -4,1 \text{ m}$$

d. Menghitung kecepatan (V_m) dengan bukaan GVO 179 mm (78,3%)

$$V_m = Q_{am} / (\pi D^2 / 4)$$

$$= 36,93 \text{ m}^3/\text{s} / (3,14 \cdot (4,1\text{m})^2 / 4)$$

$$= \frac{36,93 \text{ m}^3/\text{s}}{13,19 \text{ m}}$$

$$= 2,7986 \text{ m}^2/\text{s}$$

e. Menghitung *reynolds* (Re) dengan bukaan GVO 187 mm (82,7%)

$$Re = D \cdot V_m / \nu$$

$$= 4,1m \cdot 2,7986 \text{ m}^2/\text{s} / 8,54 \times 10^{-7}$$

$$= 13,435901.6$$

$$\text{atau } Re \cdot 10^{-6} = 13,43 \text{ (tabel)}$$

f. Menghitung *coefficien of flowmeter* (Km) dengan bukaan GVO 187 mm (82,7%)

$$K_m = 1 + 0,2488 Re^{-0,125}$$

$$= 1 + 0,2488 \cdot 13,43^{-0,125}$$

$$= 1,1798$$

g. Menghitung *coefficient of flowmeter* (Km) dengan bukaan GVO 187 mm (82,7%)

$$K_m = 1 + 0,01 \cdot (6,25 + 431 \cdot Re^{-0,237})^{0,5}$$

$$= 1 + 0,01 \cdot (6,25 + 431 \cdot 13,43^{-0,237})^{0,5}$$

$$= 1,1546$$

h. Menghitung *Discharge Coefficient* (Ca) dengan bukaan GVO 187 mm (82,7%)

$$C_a = K_m / K_e$$

$$=1,1546/1,0496$$

$$= 1,1000$$

- i. Menghitung turbin *Discharge* (Q) GVO 187 mm (82,7%)

$$Q = Ca \cdot Q_{am}$$

$$= 1,1000 \cdot 36,93 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$= 40,62 \text{ m}^3/\text{s}$$

- j. Menghitung *inlet velocity head* (V1) dengan bukaan GVO 187 mm (82,7%)

$$V1 = \frac{\left(\frac{Q}{A1}\right)^2}{2 \cdot g}$$

$$= \frac{\left(\frac{40,62 \text{ m}^3/\text{s}}{3,1416 \text{ m}^2}\right)^2}{2 \cdot 9,776 \text{ m/s}^2}$$

$$= 8,55 \text{ m}$$

- k. Menghitung *outlet velocity head* (V2) dengan bukaan GVO 187 mm (82,7%)

$$V2 = \frac{\left(\frac{Q}{A2}\right)^2}{2 \cdot g}$$

$$V2 = = \frac{\left(\frac{40,62 \text{ m}^3/\text{s}}{19,0262 \text{ m}^2}\right)^2}{2 \cdot 9,776 \text{ m/s}^2} = 0,23 \text{ m}$$

- l. Menghitung *casing inlet pressure* (Hi) dengan bukaan GVO 187 mm (82,7%)

$$Hi = (Pi \cdot 1000) / (\rho_{air} \cdot g) + a$$

$$= (2273,05 \text{ kpa} \cdot 1000) / (966.5 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,7796 \text{ m/s}^2) + -2,59$$

$$= 237,89 \text{ m}$$

m. Menghitung *Net head* (H) dengan bukaan GVO 187 mm (82,7%)

$$H = H_i + H_s + V_1 - V_2$$

$$= 237,89 \text{ m} + (-4,10 \text{ m}) + 8,55 \text{ m} - 0,23 \text{ m}$$

$$= 242,11 \text{ m}$$

n. Menghitung *Hydrolic power* (PW) dengan bukaan GVO 187 mm (82,7%)

$$PW = \rho_{\text{air}} \cdot g \cdot Q \cdot H / 10^3$$

$$= 996,5 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,7796 \text{ m/s}^2 \cdot 40,62 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 242,11 \text{ m} / 10^3$$

$$= 95,84 \text{ MW}$$

o. Menghitung *effisiency* turbin (η_T) dengan bukaan GVO 187 mm (82,7%)

$$\eta_T = PT/PW \times 100\%$$

$$= 78,45 \text{ MW} / 95,84 \text{ MW}$$

$$= 0,8185 \cdot 100\%$$

$$= 81,85\%$$

- p. Menghitung *converted turbin output* (Pr) dengan bukaan GVO 187 mm (82,7%)

$$\begin{aligned} Pr &= PT \cdot (Hr/H)^{1,5} \\ &= 78,45 \text{ MW} \cdot (236,8\text{m}/242,11 \text{ m})^{1,5} \\ &= 75,88 \text{ MW} \end{aligned}$$

- q. Menghitung *converted Discharge* (Pr) dengan bukaan GVO 187 mm (82,7%)

$$\begin{aligned} Qr &= Q \cdot (Hr/H)^{0,5} \\ &= 40,62 \text{ m}^3/\text{s} \cdot (236,8\text{m}/242,11 \text{ m})^{0,5} \\ &= 40,17 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

6. Menghitung Turbin Francis PT inalum dengan variasi bukaan GVO 197 mm (88,2%). Dari satu variasi diperoleh tiga data, sehingga penulis menggunakan dengan mencari nilai rata-rata, dengan diketahui;

$A1 = 3,1416 \text{ m}^2$	$Hc = 262,6 \text{ m}$
$A2 = 19,0262 \text{ m}^2$	$Hr = 236,8 \text{ m}$
$g = 9,7796 \text{ m/s}^2$	$a = -2,59 \text{ m}$
$D = 4,1 \text{ m}$	$\rho_{\text{air}} = 996,5 \text{ kg/m}^3$
$v = 8,54 \times 10^{-7}$	temperatur air = 27^0 c

Dit : a. Turbin *output* dengan bukaan GVO 197 mm (88,2%)

$$\begin{aligned} PT &= PG + PL \\ &= 81,15 \text{ MW} + 1,53 \text{ MW} \end{aligned}$$

$$= 82,68 \text{ MW}$$

- b. Menghitung *gross head* (H_{gr}) dengan bukaan GVO 197 mm (88,2%)

$$H_{gr} = H_u - H_o$$

$$= 505,53 \text{ m} - 266,71 \text{ m}$$

$$= 238,82 \text{ m}$$

- c. Menghitung *suction head* (H_s) dengan bukaan GVO 197 mm (88,2%)

$$H_s = H_c - H_o$$

$$= 262,6 \text{ m} - 266,71 \text{ m}$$

$$= -4,11 \text{ m}$$

- d. Menghitung kecepatan (V_m) dengan bukaan GVO 197 mm (88,2%)

$$V_m = Q_{am} / (\pi D^2 / 4)$$

$$= 39,28 \text{ m}^3/\text{s} / (3,14 \cdot (4,1\text{m})^2 / 4)$$

$$= \frac{39,28\text{m}^3/\text{s}}{13,19 \text{ m}}$$

$$= 2,9766 \text{ m}^2/\text{s}$$

- e. Menghitung *reynolds* (Re) dengan bukaan GVO 197 mm (88,2%)

$$Re = D \cdot V_m / \nu$$

$$= 4,1\text{m} \cdot 2,9766 \text{ m}^2/\text{s} / 8,54 \times 10^{-7}$$

$$= 14290468,3$$

$$\text{atau } Re \cdot 10^{-6} = 14,29 \text{ (tabel)}$$

- f. Menghitung *coefficien of flowmeter* (Km) dengan bukaan GVO 197 mm
(88,2%)

$$Km = 1 + 0,2488 Re^{-0,125}$$

$$= 1 + 0,2488 \cdot 14,29^{-0,125}$$

$$= 1,1784$$

- g. Menghitung *coefficien of flowmeter* (Km) dengan bukaan GVO 197 mm
(88,2%)

$$Km = 1 + 0,01 \cdot (6,25 + 431 \cdot Re^{-0,237})^{0,5}$$

$$= 1 + 0,01 \cdot (6,25 + 431 \cdot 14,29^{-0,237})^{0,5}$$

$$= 1,1535$$

- h. Menghitung *Discharge Coefficient* (Ca) dengan bukaan GVO 197 mm
(88,2%)

$$Ca = Km/Ke$$

$$= 1,1535/1,0496$$

$$= 1,0989$$

- i. Menghitung turbin *Discharge* (Q) GVO 197 mm (88,2%)

$$Q = Ca \cdot Q_{am}$$

$$= 1,0989 \cdot 39,28 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$= 43,16 \text{ m}^3/\text{s}$$

j. Menghitung *inlet velocity head* (V1) dengan bukaan GVO 197 mm (88,2%)

$$V1 = \frac{\left(\frac{Q}{A1}\right)^2}{2 \cdot g}$$

$$= \frac{\left(\frac{43,16 \text{ m}^3/\text{s}}{3,1416 \text{ m}^2}\right)^2}{2 \cdot 9,776 \text{ m/s}^2}$$

$$= 9,65 \text{ m}$$

k. Menghitung *outlet velocity head* (V2) dengan bukaan GVO 197 mm (88,2%)

$$V2 = \frac{\left(\frac{Q}{A2}\right)^2}{2 \cdot g}$$

$$V2 = \frac{\left(\frac{43,16 \text{ m}^3/\text{s}}{19,0262 \text{ m}^2}\right)^2}{2 \cdot 9,776 \text{ m/s}^2} = 0,26 \text{ m}$$

l. Menghitung *casing inlet pressure* (Hi) dengan bukaan GVO 197 mm (88,2%)

$$Hi = (Pi \cdot 1000) / (\rho_{\text{air}} \cdot g) + a$$

$$= (2260,7 \text{ kpa} \cdot 1000) / (966,5 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,7796 \text{ m/s}^2) + -2,59$$

$$= 236,58 \text{ m}$$

m. Menghitung *Net head* (H) dengan bukaan GVO 197 mm (88,2%)

$$H = Hi + Hs + V1 - V2$$

$$= 236,58\text{m} + (-4,11 \text{ m}) + 9,65 \text{ m} - 0,26 \text{ m}$$

$$= 241,86 \text{ m}$$

n. Menghitung *Hydrolic power* (PW) dengan bukaan GVO 197 mm (88,2%)

$$PW = \rho_{\text{air}} \cdot g \cdot Q \cdot H/10^3$$

$$= 996,5 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,7796 \text{ m/s}^2 \cdot 43,16 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 241,86 \text{ m} /10^3$$

$$= 101,72 \text{ MW}$$

o. Menghitung *effisiency* turbin (η_T) dengan bukaan GVO 197 mm (88,2%)

$$\eta_T = PT/PW \times 100\%$$

$$= 82,68 \text{ MW} / 101,72 \text{ MW}$$

$$= 0,8128 \cdot 100\%$$

$$= 81,28\%$$

p. Menghitung *converted turbin output* (Pr) dengan bukaan GVO 197 mm (88,2%)

$$Pr = PT \cdot (Hr/H)^{1,5}$$

$$= 82,68 \text{ MW} \cdot (236,8\text{m}/241,86 \text{ m})^{1,5}$$

$$= 80,09 \text{ MW}$$

q. Menghitung *converted Discharge* (Pr) dengan bukaan GVO 197 mm (88,2%)

$$Q_r = Q \cdot (H_r/H)^{0,5}$$

$$= 43,16 \text{ m}^3/\text{s} \cdot (236,8\text{m}/241,86 \text{ m})^{0,5}$$

$$= 42,70 \text{ m}^3/\text{s}$$

Tabel 4.2 Hubungan bukaan sudu pengarah dengan data yang di peroleh

GVO %	GVO (mm)	PT (MW)	H_{gr} (m)	H_s (m)	V_m (m²/s)
54,8	135	49,94	238,65	-4,01	1,8286
70,2	164	66,34	238,73	-4,08	2,3654
74,0	171	70,37	238,87	-4,09	2,5083
78,3	179	74,53	238,9	-4,1	2,6584
82,7	187	78,45	238,83	-4,1	2,7986
88,2	197	82,68	238,82	-4,11	2,9766

Tabel 4.3 Hubungan bukaan sudu pengarah dengan data yang di peroleh

GVO %	GVO (mm)	Re x10⁻⁶	K_m	K_m	Ca
54,8	135	8,77	1,1896	1,1624	1,1074
70,2	164	11,35	1,1836	1,1576	1,1028
74,0	171	12,04	1,1822	1,1565	1,1018
78,3	179	12,76	1,1809	1,1555	1,1008
82,7	187	13,43	1,1798	1,1546	1,1000
88,2	197	14,29	1,1784	1,1535	1,0989

Tabel 4.4 Hubungan bukaan sudu pengarah dengan data yang di peroleh

<i>GVO %</i>	<i>GVO (mm)</i>	<i>Q (m³/s)</i>	<i>V1 (m)</i>	<i>V2 (m)</i>	<i>Hi (m)</i>
54,8	135	26,71	3,69	0,10	235,9
70,2	164	34,40	6,13	0,15	233,23
74,0	171	36,46	6,88	0,18	239,86
78,3	179	38,61	7,72	0,21	238,95
82,7	187	40,62	8,55	0,23	237,89
88,2	197	43,16	9,65	0,26	236,58

Tabel 4.5 Hubungan bukaan sudu pengarah dengan data yang di peroleh

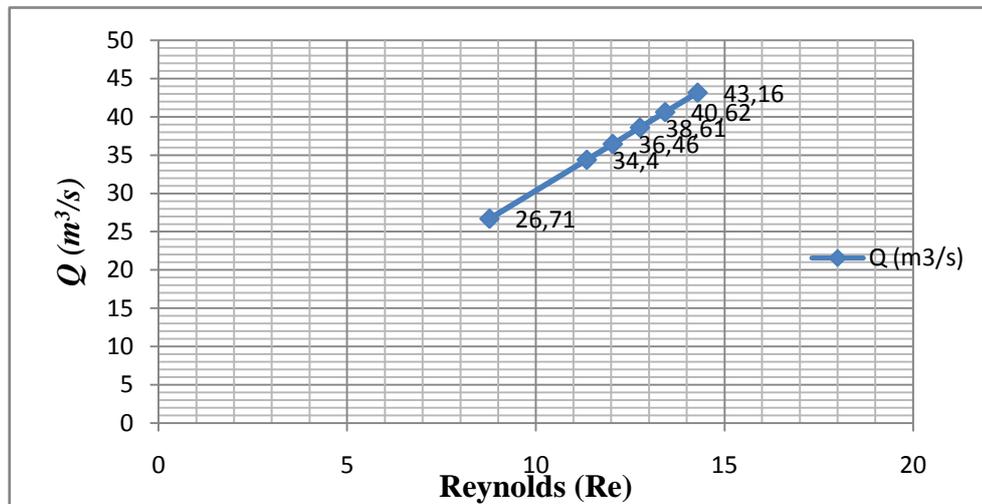
<i>GVO %</i>	<i>GVO (mm)</i>	<i>H_{total} (m)</i>	<i>PW (MW)</i>
54,8	135	235,48	61,29
70,2	164	235,15	78,83
74,0	171	242,47	86,17
78,3	179	242,36	91,19
82,7	187	242,11	95,84
88,2	197	241,86	101,72

Tabel 4.6 Hubungan bukaan sudu pengarah dengan data yang di peroleh

<i>GVO %</i>	<i>GVO (mm)</i>	$\eta_{turbin} \%$	<i>Pr (MW)</i>	<i>Qr (m³/s)</i>
54,8	135	81,48	50,37	26,78
70,2	164	84,15	67,03	34,52
74,0	171	81,66	67,91	36,04
78,3	179	81,7	71,98	38,16
82,7	187	81,85	75,88	40,17
88,2	197	81,28	80,09	42,70

Dari Tabel diatas terlihat bahwa semangkin besar bukaan sudu pengarah akan semngkin besar pula daya tersebut mencapai bukaan *guide vane opening* 179 mm (78,3 %). Adapun grafik hubungan bukaan sudu pengarah terhadap daya, reynolds, head, debit aliran turbin, efesiensi dari turbin Francis vertikal unir 3 Siguragura PLTA PT indonesia asahan alluminium (Persero), pada gambar 4.2 Pengaruh Reynolds terhadap debit aliran turbin, pada gambar 4.3 Pengaruh Reynolds terhadap *Head*, pada gambar 4.4 Pengaruh debit terhadap daya, pada gambar 4.5 Pengaruh Head terhadap daya, pada gambar 4.6 Pengaruh Debit aliran turbin terhadap Head, dan pada gambar 4.7 pengaruh debit terhadap daya, efesiensi, dan head dengan variasi bukaan. Dapat kita lihat pada gambar dibawah ini.

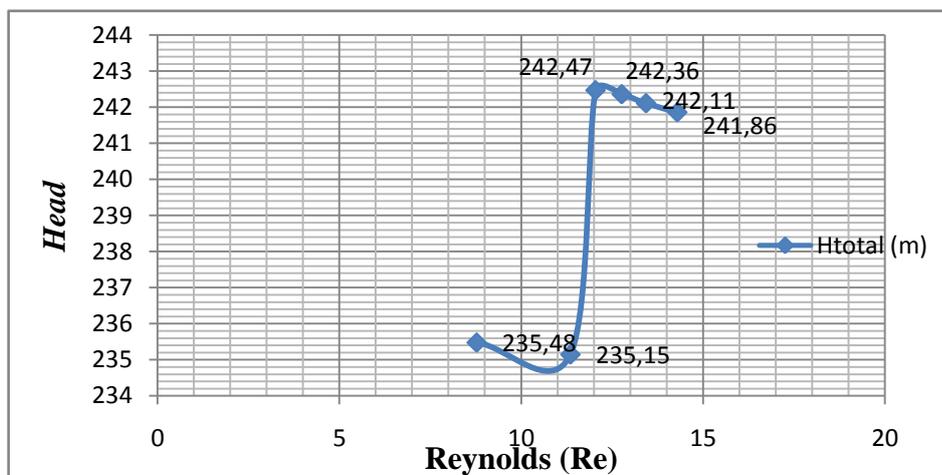
1. Pengaruh reynolds terhadap debit aliran turbin



Gambar 4.2 Pengaruh reynolds terhadap debit aliran turbin

Bahwa semakin besar debit aliran masuk turbin, reynolds semakin meningkat dari aliran masuk turbin, pada bukaan 54,8% debit masuk turbin sebesar 26,71 m³/s dan reynolds 8,77 terus meningkat sampai bukaan 88,2% debit masuk turbin sebesar 43,16 m³/s dan reynolds 14,29.

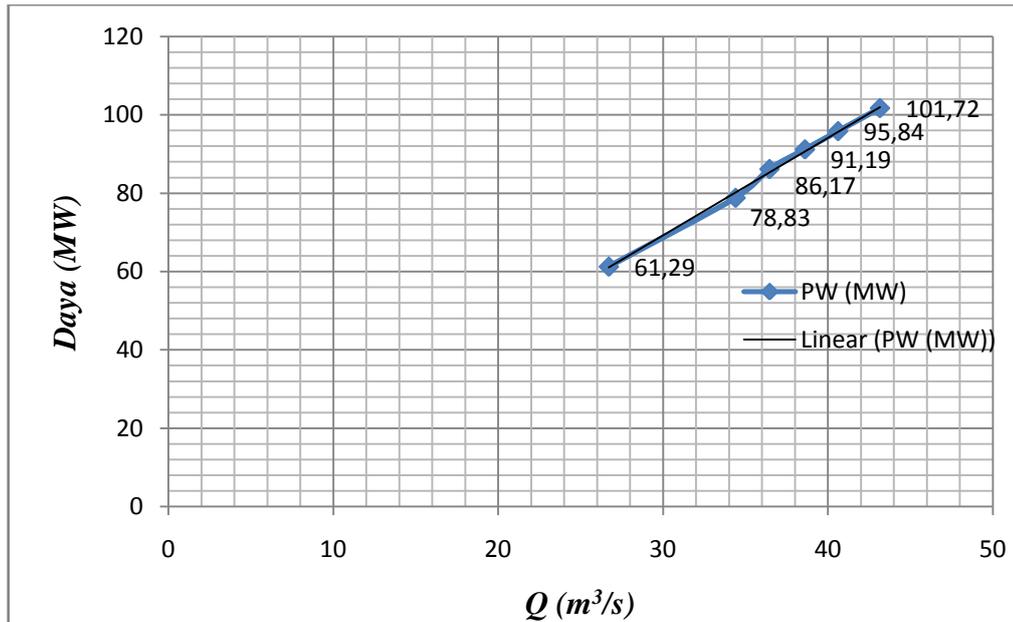
2. Pengaruh reynolds terhadap head



Gambar 4.3 Pengaruh reynolds terhadap head

Pada bukaan 54,8% reynold 8,77 head 335,48 m tetapi pada bukaan 70,2% reynolds menurun menjadi 235,15 m dan meningkat pada bukaan 74,0% menjadi 242,47 m dan kembali menurun sampai bukaan 88,2% menjadi 241,86 m.

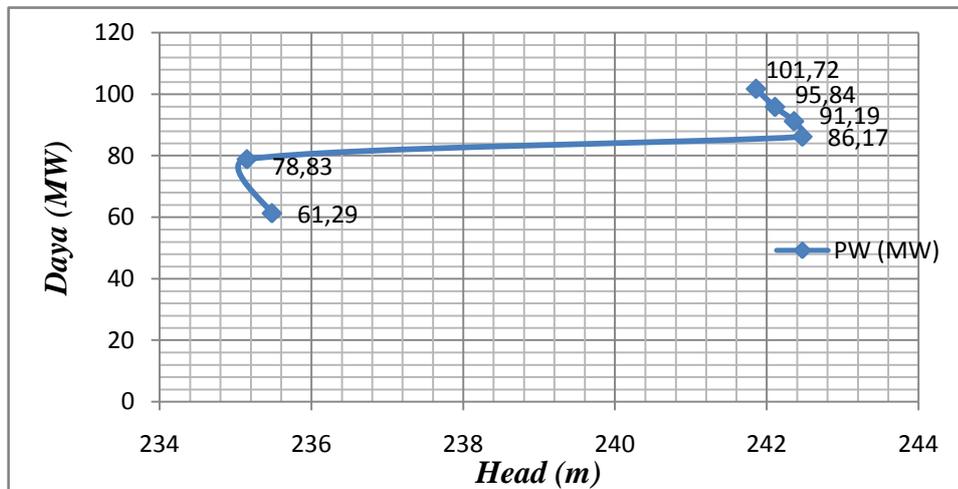
3. Pengaruh debit aliran turbin terhadap daya



Gmabar 4.4 Pengaruh debit aliran turbin terhadap daya

Semangkin besar dibit air masuk turbin akan semangkin besar daya yang di hasil kan dapat terliha pada gambar di atas pada bukaan 54,8% debit 26,71 m³/s dengan daya di bangkitkan 61,29 MW dan meningkat secara signifikan hingga bukaan pada bukaan 88,2% debit 43,16 m³/s daya di bangkitkan menjadi 101,72 MW.

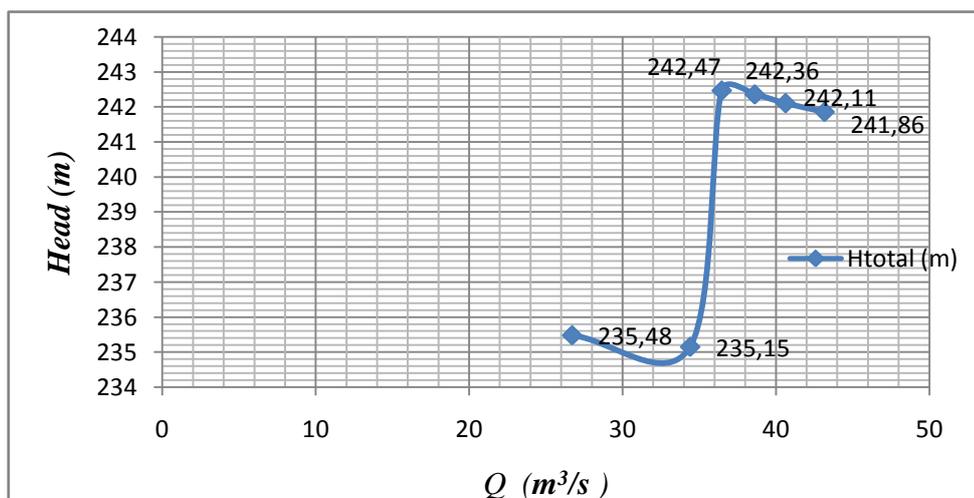
4. Pengaruh Head terhadap daya



Gambar 4.5 Head terhadap daya

Pada saat daya yang semakin meningkat tetapi head mengalami penurunan dan peningkatan dapat kita lihat pada gambar diatas head mengalami penurunan pada bukaan 70,2%. Pada bukaan 54,8% head 235,48 dan menurun pada bukaan 70,2% menjadi 235,15 dan meningkat pada bukaan 171 mm menjadi 242,47 m dan mengalami penurunan sampai bukaan 88,2% menjadi 241,86 m tetapi daya terus meningkat.

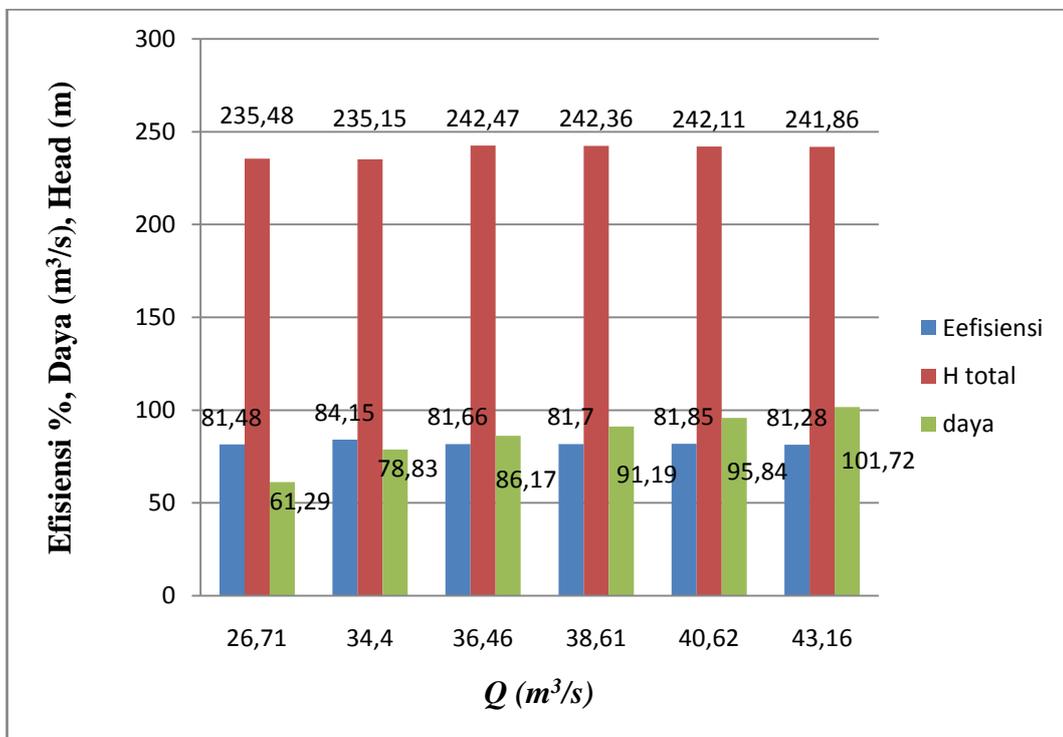
5. Pengaruh debit aliran air turbin terhadap head



Gambar 4.6 Pengaruh debit aliran air turbin terhadap head

Dengan debit yang meningkat secara signifikan tidak dengan head yang mengalami penurunan dan peningkatan yang terlihat pada gambar diatas dengan daya semakin besar tetapi head mengalami penurunan pada bukaan 70,2% 235,15 m dan meningkat pada bukaan 74,0% menjadi 242,47 m,dan mengalami penurunan head sampai bukaan 88,2% menjadi 241,86 m dengan debit yang selalu meningkat secara signifikan.

6. Pengaruh Debit terhadap Daya, Efisiensi, *Head* dengan variasi bukaan.



Gambar 4.7 Pengaruh Debit terhadap Daya, Efisiensi, *Head* dengan variasi bukaan.

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari hasil penelitian dan data analisa Turbin Francis Vertikal Diproleh kesimpulan sebagai berikut:

- a. Pada turbin Francis Vertikal Unit 3 PLTA Siguragura semangkin besar bukaan *guide vane* akan menyebabkan debit air semangkin besar.
- b. Semangkin besar bukaan *guide vane* (GVO) maka semangkin besar pula daya air dan daya turbin. Daya turbin minimum dihasilkan pada bukaan 135 mm yaitu sebesar 61,98 MW dan akan terus meningkat secara signifikan hingga bukaan 197 mm didapat besarnya 101,72 MW.
- c. Pada Turbin Francis Unit 3 Siguragura didapat dari hasil penelitian dapat disimpulkan bahwa bukaan *guide vane* berpengaruh pada kinerja turbin. Efisiensi minimum yang terjadi pada bukaan 135 yaitu sebesar 80,57% dan efisiensi tidak berbanding lurus dengan Variasi bukaan 197 mm, yang mengalami penurunan dan peningkatan terhadap efisiensi
- d. Penurunan efisiensi dikarenakan turbin yang berputar terlalu cepat dari kecepatan maksimal. Disaat debit air yang sangat besar melalui turbin, justru malah di tolak oleh turbin, sehingga mengalami perlambatan kecepatan dan mengakibatkan energi yang dihasilkan oleh pembangkit listrik lebih rendah dari energi optimum yang dapat di hasilkan.

5.2 Saran

Adapun saran yang penulis berikan setelah melakukan analisis perhitungan dalam hasil perhitungan di penelitian ini sebagai berikut:

- a. Pada saat diambil data test di PT Indonesia Asahan Alluminium (Persero) sebaiknya kita mencatat apa aja data yang ingin kita ambil agar pengambilan data tidak Berulang ulang.
- b. Pengolahan data untuk perhitungan sebaiknya dilakukan menggunakan *microsoft Excel* karena akan memudahkan kita dalam perhitungan data yang akan disajikan.

DAFTAR PUSTAKA

- Arismunandar, Wiranto. 1997. *Penggerak Mula Turbi, Edisi Ke Dua Cetakan Ke Tiga*. Bandung: ITB.
- Dietsel, Frits. 1996. *Turbin, Pompa dan Kompresor*, Erlangga, Jakarta.
- Sunyoto. 2008. *Teknik Mesin Industri Jilid 3 untuk SMK*. Jakarta: Direktorat Pembinaan SMK.
- Kharuni, RS. 1987. *Text Book Of Hydrolic, Fluida Mechanish, and Hydraulic Mechanies*. New Delhi: S. Chand & Company Ltd.
- Munson, Bruce R., Okiishi, Theodore H., Huebsch, Wade W., and Rothmayer, Alric P., 2013. *Fundamentals of Fluid Mechanics* 50 19-29
- Dietsel, F., dan Suriono, D. 1993. *Turbin Pompa dan Kompresor*, Erlangg. Jakarta. Repository.usu.ac.id.
- Tambunan, Mario M. 2015. *Pengaruh Bukaan Guide Vn*
- Mafrudin., Marsuki. 2017. *Pengaruh Bukaan Guide Vane Terhadap Kinerja Turbin Pikohidro Tipe Cross-Flow*. <http://ummetro.ac.id/index.php/turbo.pdf>. Diakses 28 agustus 2017.
- Bowono, Agi N., Noor, Dedy Z (2014) *Perancangan Turbi Francis Pembangkit Listrik Tenaga Mikrohidro (PLTMH)*. Digilib.its.ac.id>ITS-peaper-40495764.pdf. Diakses 28 agustus 2017.

LAMPIRAN

1. Data Sheet Pengujian Turbin Francis Vertikal Unit 3 PLTA SIGURAGURA PT. INDONESIA ASAHAN ALUMUNIAM

Annex 1 Calculation Sheet of Turbine Efficiency Test

Table N_A1-1 Calculation sheet of #3 turbine efficiency test (1/6)

date: 2010/7/28

H MAX
H = 236.8 m

Test	Measured Item	Sign	Unit	Measured Data and Calculated Results					
	Test No.	-	-	1-1	1-2	1-3	2-1	2-2	2-3
	Time	-	h:m	10:14	10:21	10:30	10:42	10:49	10:56
	Room Temperature	-	°C	30.2	30.2	30.2	30.2	30.2	30.2
	Water Temperature	-	°C	27.0	27.0	27.0	27.0	27.0	27.0
	Density of Water	ρ_w	kg/m ³	996.5	996.5	996.5	996.5	996.5	996.5
	Target Output	(PT)	MW	48.7	48.7	48.7	64.9	64.9	64.9
Generator	Generator Output	PG	MW	48.65	48.65	48.79	65.00	64.94	64.98
	Power Factor	pf	%	0.965	0.965	0.965	0.972	0.967	0.967
	Generator Loss	PL	MW	1.25	1.25	1.25	1.37	1.37	1.37
	Frequency	f	Hz	50.04	49.85	49.92	49.89	49.85	49.84
Turbine	Turbine Output	PT	MW	49.90	49.90	50.04	66.37	66.31	66.35
	Servomotor Stroke	St	mm	135	135	135	164	164	164
	Guide Vane Opening	GVO	%	54.8	54.8	54.8	70.2	70.2	70.2
Discharge	Discharge on Meter	Qam	m ³ /s	24.12	24.09	24.16	31.18	31.09	31.34
	Reynolds Number ($\times 10^{-6}$)	Re	-	8.77	8.76	8.79	11.34	11.31	11.40
	Discharge Coeff.of Flowmete	Km	-	1.0400	1.0400	1.0400	1.0393	1.0393	1.0393
	Discharge Coefficient	Ca	-	0.9909	0.9909	0.9908	0.9902	0.9902	0.9901
	Turbine Discharge	Q	m ³ /s	23.90	23.87	23.94	30.87	30.78	31.03
Head	Upper Reservoir Water Level	Hu	m	505.20	505.28	505.31	505.38	505.41	505.46
	Tailrace water Level	Ho	m	266.61	266.61	266.62	266.68	266.68	266.68
	Gross Head	Hgr	m	238.59	238.67	238.69	238.70	238.73	238.78
	Suction Head	Hs	m	-4.01	-4.01	-4.02	-4.08	-4.08	-4.08
	Digital Manometer	Pi	kPa	2323.80	2324.16	2324.64	2297.91	2298.10	2298.54
	Casing Inlet Pressure	Hi	m	235.86	235.90	235.95	233.21	233.22	233.27
	Inlet Velocity Head	V1	m	2.96	2.95	2.97	4.94	4.91	4.99
	Outlet Velocity Head	V2	m	0.08	0.08	0.08	0.13	0.13	0.14
	Net Head	H	m	234.73	234.76	234.82	233.93	233.92	234.04
Performance	Hydraulic Power	PW	MW	54.67	54.61	54.78	70.38	70.18	70.78
	Turbine Efficiency	η_t	%	91.28	91.38	91.35	94.30	94.49	93.75
Converted Value	Converted Discharge	Qr	m ³ /s	24.00	23.97	24.04	31.06	30.97	31.21
	Converted Turbine Output	Pr	MW	50.56	50.55	50.68	67.60	67.54	67.53

$$\begin{aligned}
 PT &= PG + PL & Hgr &= Hu - Ho & Hs &= Hc - Ho \\
 Vm &= Qam / (\pi D^2 / 4) & Re &= D \times Vm / \nu & Km &= 1 + 0.2488 Re^{-0.125} \quad (Re < 10^5) \\
 Km &= 1 + 0.01 \times (6.25 + 431 \times Re^{-0.237})^{0.5} \quad (Re > 10^5) & Ca &= Km / Ke & V2 &= (Q/A2)^2 / 2g \\
 Q &= Ca \times Qam & V1 &= (Q/A1)^2 / 2g & PW &= \rho_w \times g \times Q \times H / 10^3 \\
 Hi &= Pi \times 1000 / (\rho_w \times g) + a & H &= Hi + Hs + V1 - V2 & Qr &= Q \times (Hr/H)^{0.5} \\
 \eta_t &= PT / PW \times 100 & Pr &= PT \times (Hr/H)^{1.5}
 \end{aligned}$$

A1 =	3.1416 m ²
A2 =	19.0262 m ²
g =	9.7796 m/s ²

D =	4.1 m
ν =	8.54E-07
Ke =	1.0496

Hc =	262.6 m
Hr =	236.8 m
a =	-2.59 m

Table N_A1-2 Calculation sheet of #3 turbine efficiency test (2/6)

date: 2010/7/28

H = 236.8 m

Test	Measured Item	Sign	Unit	Measured Data and Calculated Results					
				3-1	3-2	3-3	4-1	4-2	4-3
Test	Test No.	-	-	3-1	3-2	3-3	4-1	4-2	4-3
	Time	-	h:m	11:09	11:16	11:23	11:34	11:41	11:48
	Room Temperature	-	°C	30.2	30.2	30.2	30.2	30.2	30.2
	Water Temperature	-	°C	27.0	27.0	27.0	27.0	27.0	27.0
	Density of Water	ρ_w	kg/m ³	996.5	996.5	996.5	996.5	996.5	996.5
	Target Output	(PT)	MW	68.9	68.9	68.9	73.0	73.0	73.0
Generator	Generator Output	PG	MW	68.91	69.05	68.94	73.09	73.08	73.07
	Power Factor	pf	%	0.970	0.970	0.972	0.974	0.974	0.975
	Generator Loss	PL	MW	1.41	1.41	1.41	1.45	1.45	1.45
	Frequency	f	Hz	49.73	49.81	50.03	50.00	49.97	50.02
Turbine	Turbine Output	PT	MW	70.32	70.46	70.35	74.54	74.53	74.52
	Servomotor Stroke	St	mm	171	171	171	179	179	179
	Guide Vane Opening	GVO	%	74.0	74.0	74.0	78.3	78.3	78.3
Discharge	Discharge on Meter	Qam	m ³ /s	33.02	33.10	33.19	35.15	35.01	35.10
	Reynolds Number ($\times 10^{-6}$)	Re	-	12.01	12.04	12.07	12.78	12.73	12.76
	Discharge Coeff.of Flowmete	Km	-	1.0391	1.0391	1.0391	1.0389	1.0390	1.0389
	Discharge Coefficient	Ca	-	0.9900	0.9900	0.9900	0.9898	0.9899	0.9899
	Turbine Discharge	Q	m ³ /s	32.69	32.77	32.86	34.79	34.65	34.74
Head	Upper Reservoir Water Level	Hu	m	505.52	505.56	505.61	505.60	505.61	505.61
	Tailrace water Level	Ho	m	266.69	266.69	266.69	266.70	266.70	266.70
	Gross Head	Hgr	m	238.83	238.87	238.92	238.90	238.91	238.91
	Suction Head	Hs	m	-4.09	-4.09	-4.09	-4.10	-4.10	-4.10
	Digital Manometer	Pi	kPa	2291.01	2291.56	2292.49	2283.04	2283.06	2283.20
	Casing Inlet Pressure	Hi	m	232.50	232.55	232.65	231.68	231.68	231.70
	Inlet Velocity Head	V1	m	5.54	5.56	5.59	6.27	6.22	6.25
	Outlet Velocity Head	V2	m	0.15	0.15	0.15	0.17	0.17	0.17
	Net Head	H	m	233.79	233.87	234.00	233.68	233.63	233.68
Performance	Hydraulic Power	PW	MW	74.48	74.69	74.93	79.23	78.90	79.12
	Turbine Efficiency	η_t	%	94.41	94.34	93.88	94.07	94.45	94.18
Converted Value	Converted Discharge	Qr	m ³ /s	32.90	32.97	33.05	35.02	34.89	34.98
	Converted Turbine Output	Pr	MW	71.68	71.78	71.61	76.04	76.05	76.02

$$PT = PG + PL$$

$$Hgr = Hu - Ho$$

$$Hs = Hc - Ho$$

$$Vm = Qam / (\pi D^2 / 4)$$

$$Re = D \times Vm / \nu$$

$$Km = 1 + 0.2488 Re^{-0.125} \quad (Re < 10^5)$$

$$Km = 1 + 0.01 \times (6.25 + 431 \times Re^{-0.237})^{0.5} \quad (Re > 10^5)$$

$$Ca = Km / Ke$$

$$Q = Ca \times Qam$$

$$V1 = (Q/A1)^2 / 2g$$

$$V2 = (Q/A2)^2 / 2g$$

$$Hi = Pi \times 1000 / (\rho_w \times g) + a$$

$$H = Hi + Hs + V1 - V2$$

$$PW = \rho_w \times g \times Q \times H / 10^3$$

$$\eta_t = PT / PW \times 100$$

$$Pr = PT \times (Hr/H)^{1.5}$$

$$Qr = Q \times (Hr/H)^{0.5}$$

A1 =	3.1416 m ²
A2 =	19.0262 m ²
g =	9.7796 m/s ²

D =	4.1 m
ν =	8.54E-07
Ke =	1.0496

Hc =	262.6 m
Hr =	236.8 m
a =	-2.59 m

Table N_A1-3 Calculation sheet of #3 turbine efficiency test (3/6)

date: 2010/7/28

H = 236.8 m

Test	Measured Item	Sign	Unit	Measured Data and Calculated Results					
				5-1	5-2	5-3	6-1	6-2	6-3
Test	Test No.	-	-						
	Time	-	h:m	11:58	12:05	12:12	12:23	12:30	12:37
	Room Temperature	-	°C	30.4	30.4	30.4	30.4	30.4	30.4
	Water Temperature	-	°C	27.0	27.0	27.0	27.0	27.0	27.0
	Density of Water	ρ_w	kg/m ³	996.5	996.5	996.5	996.5	996.5	996.5
	Target Output	(PT)	MW	77.0	77.0	77.0	81.1	81.1	81.1
Generator	Generator Output	PG	MW	76.97	76.98	76.94	81.14	81.16	81.15
	Power Factor	pf	%	0.981	0.979	0.978	0.980	0.978	0.978
	Generator Loss	PL	MW	1.49	1.49	1.49	1.53	1.53	1.53
	Frequency	f	Hz	50.29	49.99	49.98	49.97	49.84	49.92
Turbine	Turbine Output	PT	MW	78.46	78.47	78.43	82.67	82.69	82.68
	Servomotor Stroke	St	mm	187	187	187	197	197	197
	Guide Vane Opening	GVO	%	82.7	82.7	82.7	88.2	88.2	88.2
Discharge	Discharge on Meter	Qam	m ³ /s	36.97	36.91	36.93	39.34	39.26	39.26
	Reynolds Number ($\times 10^{-6}$)	Re	-	13.44	13.42	13.43	14.31	14.28	14.28
	Discharge Coeff.of Flowmete	Km	-	1.0388	1.0388	1.0388	1.0386	1.0386	1.0386
	Discharge Coefficient	Ca	-	0.9897	0.9897	0.9897	0.9896	0.9896	0.9896
	Turbine Discharge	Q	m ³ /s	36.59	36.53	36.55	38.93	38.85	38.85
Head	Upper Reservoir Water Level	Hu	m	505.59	505.51	505.49	505.49	505.46	505.49
	Tailrace water Level	Ho	m	266.70	266.70	266.70	266.72	266.72	266.71
	Gross Head	Hgr	m	238.89	238.81	238.79	238.77	238.74	238.78
	Suction Head	Hs	m	-4.10	-4.10	-4.10	-4.12	-4.12	-4.11
	Digital Manometer	Pi	kPa	2274.34	2272.43	2272.40	2260.90	2260.36	2261.03
	Casing Inlet Pressure	Hi	m	230.79	230.59	230.59	229.41	229.35	229.42
	Inlet Velocity Head	V1	m	6.94	6.91	6.92	7.85	7.82	7.82
	Outlet Velocity Head	V2	m	0.19	0.19	0.19	0.21	0.21	0.21
	Net Head	H	m	233.43	233.21	233.22	232.92	232.84	232.92
Performance	Hydraulic Power	PW	MW	83.24	83.03	83.07	88.37	88.15	88.18
	Turbine Efficiency	η_t	%	94.26	94.51	94.41	93.55	93.80	93.76
Converted	Converted Discharge	Qr	m ³ /s	36.85	36.81	36.83	39.25	39.18	39.17
Value	Converted Turbine Output	Pr	MW	80.16	80.28	80.24	84.74	84.81	84.76

$$\begin{aligned}
 PT &= PG + PL & Hgr &= Hu - Ho & Hs &= Hc - Ho \\
 Vm &= Qam / (\pi D^2 / 4) & Re &= D \times Vm / \nu & Km &= 1 + 0.2488Re^{-0.125} \quad (Re < 10^5) \\
 Km &= 1 + 0.01 \times (6.25 + 431 \times Re^{-0.237})^{0.5} \quad (Re > 10^5) & Ca &= Km / Ke \\
 Q &= Ca \times Qam & V1 &= (Q / A1)^2 / 2g & V2 &= (Q / A2)^2 / 2g \\
 Hi &= Pi \times 1000 / (\rho_w \times g) + a & H &= Hi + Hs + V1 - V2 & PW &= \rho_w \times g \times Q \times H / 10^3 \\
 \eta_t &= PT / PW \times 100 & Pr &= PT \times (Hr / H)^{1.5} & Qr &= Q \times (Hr / H)^{0.5}
 \end{aligned}$$

A1 =	3.1416 m ²
A2 =	19.0262 m ²
g =	9.7796 m/s ²

D =	4.1 m
ν =	8.54E-07
Ke =	1.0496

Hc =	262.6 m
Hr =	236.8 m
a =	-2.59 m

2. Koefisien Kekasaran Pipa

Surface	Absolute Roughness Coefficient - <i>k</i> -	
	(<i>m</i>) 10 ⁻³	(feet)
Copper, Lead, Brass, Aluminum (new)	0.001 - 0.002	3.33 - 6.7 10 ⁻⁶
PVC and Plastic Pipes	0.0015 - 0.007	0.5 - 2.33 10 ⁻⁵
Stainless steel	0.015	5 10 ⁻⁵
Steel commercial pipe	0.045 - 0.09	1.5 - 3 10 ⁻⁴
Stretched steel	0.015	5 10 ⁻⁵
Weld steel	0.045	1.5 10 ⁻⁴
Galvanized steel	0.15	5 10 ⁻⁴
Rusted steel (corrosion)	0.15 - 4	5 - 133 10 ⁻⁴
New cast iron	0.25 - 0.8	8 - 27 10 ⁻⁴
Worn cast iron	0.8 - 1.5	2.7 - 5 10 ⁻³
Rusty cast iron	1.5 - 2.5	5 - 8.3 10 ⁻³
Sheet or asphalted cast iron	0.01 - 0.015	3.33 - 5 10 ⁻⁵
Smoothed cement	0.3	1 10 ⁻³
Ordinary concrete	0.3 - 1	1 - 3.33 10 ⁻³
Coarse concrete	0.3 - 5	1 - 16.7 10 ⁻³
Well planed wood	0.18 - 0,9	6 - 30 10 ⁻⁴
Ordinary wood	5	16.7 10 ⁻³

Sumber: http://www.engineeringtoolbox.com/surface-roughness-ventilation-ducts-d_209.html

4. Tabel Sifat Air (*Physical Properties of Water*) (*SI units*)

Temperature T (°C)	Specific Weight γ (kN/m ³)	Density ^a ρ (kg/m ³)	Dynamic Viscosity ^b μ (× 10 ⁻³ kg/m·s)	Kinematic Viscosity ν (× 10 ⁻⁶ m ² /s)	Surface Tension ^c σ (N/m)	Modulus of Elasticity ^a E (× 10 ⁹ N/m ²)	Vapor Pressure P _v (kN/m ²)
0	9.805	999.8	1.781	1.785	0.0765	1.98	0.61
5	9.807	1000.0	1.518	1.519	0.0749	2.05	0.87
10	9.804	999.7	1.307	1.306	0.0742	2.10	1.23
15	9.798	999.1	1.139	1.139	0.0735	2.15	1.70
20	9.789	998.2	1.002	1.003	0.0728	2.17	2.34
25	9.777	997.0	0.890	0.893	0.0720	2.22	3.17
30	9.764	995.7	0.798	0.800	0.0712	2.25	4.24
40	9.730	992.2	0.653	0.658	0.0696	2.28	7.38
50	9.689	988.0	0.547	0.553	0.0679	2.29	12.33
60	9.642	983.2	0.466	0.474	0.0662	2.28	19.92
70	9.589	977.8	0.404	0.413	0.0644	2.25	31.16
80	9.530	971.8	0.354	0.364	0.0626	2.20	47.34
90	9.466	965.3	0.315	0.326	0.0608	2.14	70.10
100	9.399	958.4	0.282	0.294	0.0589	2.07	101.33

Source: Adapted from J. K. Venard and R. L. Street (1975). *Elementary Fluid Mechanics*, 5th ed., Wiley, New York.

^aAt atmospheric pressure.

^bDynamic viscosity can also be expressed in units of N·s/m².

^cIn contact with air.

Sumber: *MWH's Water Treatment: Principles and Design, Third Edition*
John C. Crittenden. 2012 John Wiley & Sons, Inc.

DAFTAR RIWAYAT HIDUP



DATA PRIBADI

Nama : IBNU HAKIM LUBIS
NPM : 1307230228
Tempat/ Tanggal Lahir : Tebing Tinggi, 30-05-1995
Jenis Kelamin : Laki-laki
Agama : Islam
Status : Belum Menikah
Kel/Desa : Bulian
Kecamatan : Bajenis
Kab :
Nomor HP : 085766538895
Nama Orang Tua
Ayah : Indra Aswin Lubis
Ibu : Rita Waty Nasution

PENDIDIKAN FORMAL

2002-2007 : SD Negeri 178491 Pintupohan Meranti, Toba samosir
2007-2010 : SMP Negeri 1 Pintupohan Meranti
2010-2013 : SMK Negeri 2 Tebing Tinggi
2013-2017 : Mengikuti Pendidikan S1 Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara