



UNIVERSITAS INDONESIA

TURBIN MIKROHIDRO *OPEN FLUME* DENGAN *HUB TO TIP RATIO* 0,4 UNTUK DAERAH TERPENCIL

SKRIPSI

Anindio Prabu Harsarapama

0806329804

**FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN**

DEPOK

JULI 2012



UNIVERSITAS INDONESIA

TURBIN MIKROHIDRO *OPEN FLUME* DENGAN *HUB TO TIP RATIO* 0,4 UNTUK DAERAH TERPENCIL

SKRIPSI

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik

Anindio Prabu Harsarapama

0806329804

**FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN**

DEPOK

JULI 2012

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

Saya menyatakan dengan sesungguhnya bahwa skripsi dengan judul :

TURBIN MIKROHIDRO *OPEN FLUME* DENGAN *HUB TO TIP RATIO 0,4* UNTUK DAERAH TERPENCIL

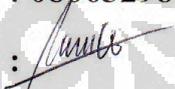
adalah hasil karya saya sendiri dan semua sumber baik yang dikutip maupun dirujuk telah saya nyatakan dengan benar.

Skripsi ini merupakan skripsi yang dikerjakan bersama dengan rekan saya, saudara **Nurul Arief Kholifian (0806315780)**. Sehingga harap maklum jika ada beberapa bagian yang memiliki kesamaan.

Nama : Anindio Prabu Harsarapama

NPM : 0806329804

Tanda Tangan :



Tanggal : 18 Juni 2012

HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh :
Nama : Anindio Prabu H.
NPM : 0806329804
Program Studi : Teknik Mesin
Judul Skripsi : Turbin Mikrohidro *Open Flume* dengan *Hub to Tip Ratio* 0,4 untuk Daerah Terpencil

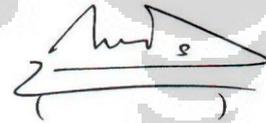
Telah berhasil dipertahankan di hadapan Dewan Penguji dan diterima sebagai bagian persyaratan yang diperlukan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Indonesia

DEWAN PENGUJI

Pembimbing : Prof. Dr. Ir Budiarmo M.Eng



Penguji : Dr. Ir Ahmad Indra Siswantara



Penguji : Dr. Ir. Warjito M.Sc



Penguji : Ir. Agung Subagio Dipl.Ing



Ditetapkan di : Depok
Tanggal : 11 Juli 2012

UCAPAN TERIMA KASIH

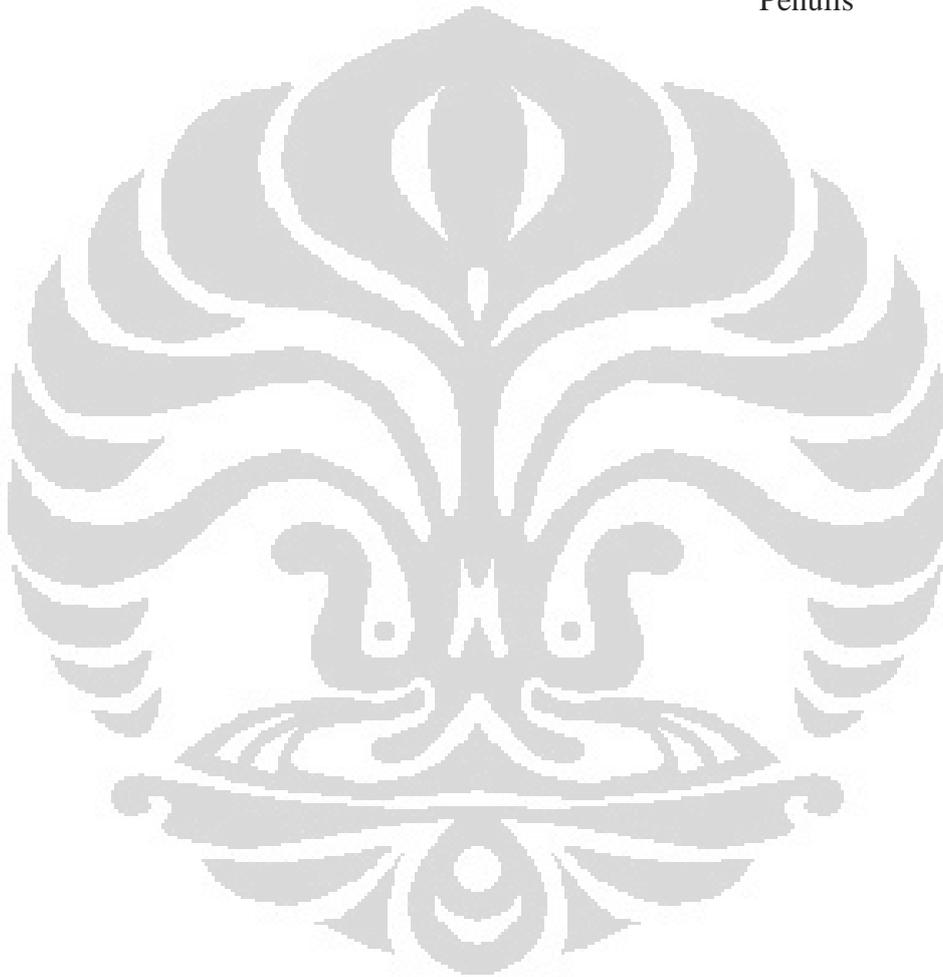
Alhamdulillah, puji syukur saya panjatkan kepada Allah s.w.t, karena atas berkat dan rahmat-Nya, saya dapat menyelesaikan skripsi ini. Penulisan skripsi ini dilakukan dalam rangka memenuhi salah satu syarat untuk mencapai gelar Sarjana Teknik Jurusan Teknik Mesin pada Fakultas Teknik Universitas Indonesia. Saya menyadari bahwa, tanpa bantuan dan bimbingan dari berbagai pihak, dari masa perkuliahan sampai pada penyusunan skripsi ini, sangatlah sulit bagi saya untuk menyelesaikan skripsi ini. Oleh karena itu, saya mengucapkan terima kasih kepada:

1. Prof. Dr. Ir. Budiarmo M.Eng, selaku dosen pembimbing yang telah menyediakan waktu, tenaga, dan pikiran untuk mengarahkan saya dalam penyusunan skripsi ini,
2. Dr. Ir. Warjito M.Sc, Dr. Ir. Ahmad Indra Siswantara, dan Ir. Agung Subagio Dipl.Ing selaku dewan penguji yang telah menyediakan waktu dan pikiran untuk meninjau dan memberikan masukan yang berguna bagi skripsi ini,
3. Tim Dosen Teknik Mesin Universitas Indonesia selaku pengajar yang telah membimbing dan memberikan ilmunya kepada saya sehingga saya mempunyai dasar ilmu untuk menulis skripsi ini,
4. Suhud Kurniawan dan Ela Nurfalalah selaku orang tua dan Pandu Putra Harsarapama dan Yodie Anindya selaku kakak dan adik saya yang telah memberikan bantuan dukungan doa, material, dan moral,
5. Nurul Arief Kholifian dan Pilemon Wetapo selaku teman seperjuangan dalam penyusunan skripsi ini,
6. Sahabat-sahabat yang telah membantu saya dengan dukungan doa serta moral, yang memberikan warna selama pengerjaan skripsi ini, dan
7. Semua orang yang telah membantu saya baik secara langsung maupun tidak langsung.

Akhir kata, saya berharap Allah s.w.t berkenan membalas segala kebaikan semua pihak yang telah membantu. Semoga skripsi ini membawa manfaat bagi perkembangan energi di Indonesia.

Depok, 18 Juni 2012

Penulis



**HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI TUGAS
AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS**

Sebagai sivitas akademik Universitas Indonesia, saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Anindio Prabu Harsarapama

NPM : 0806329804

Program Studi : Teknik Mesin

Departemen : Teknik Mesin

Fakultas : Teknik

Jenis karya : Skripsi

demi pengembangan ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Universitas Indonesia **Hak Bebas Royalti Noneksklusif (*Non-exclusive Royalty-Free Right*)** atas karya ilmiah saya yang berjudul :

**TURBIN MIKROHIDRO *OPEN FLUME* DENGAN *HUB TO TIP RATIO*
0,4 UNTUK DAERAH TERPENCIL**

beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Noneksklusif ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalihmedia/formatkan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*database*), merawat, dan memublikasikan tugas akhir saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/pencipta dan sebagai pemilik Hak Cipta.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok

Pada tanggal : 18 Juni 2012

Yang menyatakan



(Anindio Prabu Harsarapama)

ABSTRAK

Nama : Anindio Prabu Harsarapama
Program Studi : Teknik Mesin
Judul : Turbin Mikrohidro *Open Flume* dengan *Hub to Tip Ratio* 0,4
untuk Daerah Terpencil

Daerah terpencil merupakan daerah yang terisolir secara geografis sehingga tingkat aksesibilitasnya sangat rendah. Sebagian besar daerah ini berpenduduk sedikit dan belum terlistriki karena aksesnya yang jauh dari jaringan listrik terkoneksi nasional. Untuk itu dibutuhkan suatu pembangkit listrik mandiri berskala mikro yang dapat memenuhi kebutuhan listrik lokal. Turbin *open flume* merupakan suatu jenis turbin air berskala mikro yang cocok digunakan pada daerah terpencil dengan karakteristik geografi bergunung-gunung karena pembuatannya yang sederhana dan perawatannya yang mudah. Tinggi jatuh air yang dapat digunakan turbin ini berkisar antara 2 – 10 m sehingga memiliki cakupan daerah penggunaan yang luas. Berdasarkan proses perancangan secara analitis dihasilkan suatu turbin *open flume* berkapasitas 1 kW dengan diameter 0,3 m, diameter *hub* 0,12 m, jumlah sudu jalan 6, dan efisiensi total 50 %.

Kata Kunci : turbin air, mikrohidro, *open flume*, daerah terpencil

ABSTRACT

Nama : Anindio Prabu Harsarapama
Program Studi : Teknik Mesin
Judul : Micro hydro Open Flume Propeller Turbine with Hub to Tip
Ratio 0.4 for Remote Area

Remote area is an area which is isolated by geographic, so it has very poor accessibility. Most of this area is low human population and has not got electricity due to their far location from national gridline. For that reason a standalone power plant that can fulfill local electricity demand is needed. Propeller open flume turbine is a micro scale water turbine system which is suitable to be applied on remote area that has mountainous characteristics due to its simple production process and ease of maintenance. Head that can be used by this turbine is around 2 – 10 m, so it has a wide range of user. Based on analytical design process, resulted an open flume turbine which has 1 kW capacity with total diameter 0.3 m, hub diameter 0.12 m, number of runner blade 6, and total efficiency 50%.

Keywords : water turbine, micro hydro, open flume, remote area

DAFTAR ISI

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS.....	ii
HALAMAN PENGESAHAN.....	iii
UCAPAN TERIMA KASIH.....	iv
HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS.....	vi
ABSTRAK.....	vii
ABSTRACT.....	viii
DAFTAR ISI.....	ix
DAFTAR GAMBAR.....	xii
DAFTAR TABEL.....	xiii
DAFTAR SIMBOL.....	xiv
BAB 1 Pendahuluan.....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	12
1.3 Batasan Masalah.....	13
1.4 Tujuan.....	13
BAB 2 Tinjauan Pustaka.....	14
2.1 Pembangkit Listrik Tenaga Air.....	14
2.1.1 Pengertian dan Klasifikasi Pembangkit Listrik Tenaga Air.....	14
2.1.2 Kriteria Pembangkit Listrik Tenaga Mikrohidro (PLTMH).....	15
2.1.3 Energi dari Tenaga Air (<i>Hydropower</i>).....	16
2.1.4 Prinsip Kerja Pembangkit Listrik Tenaga Mikrohidro (PLTMH).....	16
2.2 Turbin Air.....	18
2.2.1 Pengertian Umum Turbin Air.....	18
2.2.2 Jenis-jenis Turbin.....	19
2.2.2.1 Turbin Impuls.....	19
2.2.2.2 Turbin Reaksi.....	19

2.3 Pemilihan Jenis Turbin.....	19
2.4 Turbin Baling-Baling Saluran Terbuka.....	22
2.4.1 <i>Spiral Case</i>	23
2.4.2 Sudu Pengarah.....	25
2.4.3 Sudu Jalan.....	26
2.4.4 Pipa Hisap.....	33
2.4.5 Poros.....	35
2.4.6 Pasak.....	36
2.4.7 Kavitasi.....	36
BAB 3 Perencanaan dan Perhitungan.....	38
3.1 Perhitungan Parameter-Parameter Awal.....	38
3.1.1 Perhitungan Kecepatan Spesifik (n_s).....	38
3.1.2 Perhitungan Debit Air (Q).....	39
3.1.3 Perhitungan Diameter Sudu Jalan.....	39
3.1.4 Perhitungan Jarak Sudu Jalan dengan Sudu Pengarah...	39
3.1.5 Perhitungan Jarak Antar Sudu Jalan.....	40
3.2 Perhitungan Pipa Hisap.....	40
3.3 Perhitungan Segitiga Kecepatan Sudu Jalan.....	45
3.3.1 Perhitungan Efisiensi Hidrolik Sudu Jalan (η_h).....	45
3.3.2 Perhitungan Kecepatan Gerak Sudu Jalan (U).....	45
3.3.3 Perhitungan Proyeksi Kecepatan Absolut terhadap U (C_u).....	46
3.3.4 Perhitungan Kecepatan Aksial (C_x).....	47
3.3.5 Perhitungan Sudut Relatif Masuk (β_2).....	48
3.3.6 Perhitungan Sudut Relatif Keluar (β_3).....	48
3.3.7 Perhitungan Sudut dan Kecepatan Relatif Rata-Rata (β dan w).....	49
3.4 Penentuan Profil Sudu Jalan.....	50
3.5 Perhitungan Kavitasi.....	53
3.6 Perhitungan Sudu Pengarah.....	53
3.6.1 Perhitungan Jumlah Sudu Pengarah.....	53
3.6.2 Perhitungan Sudut Antar Sudu Pengarah.....	53

3.6.3 Perhitungan Panjang <i>Chord</i> Sudu Pengarah.....	54
3.6.4 Perhitungan Tinggi Sudu Pengarah.....	54
3.6.5 Perhitungan Sudut Masuk dan Keluar Sudu Pengarah...	54
3.7 Perhitungan <i>Spiral Case</i>	55
3.8 Perhitungan Kekuatan.....	56
3.8.1 Perkiraan Masa dari setiap Sudu Jalan.....	56
3.8.2 Gaya-Gaya yang Bekerja pada Sudu Jalan.....	57
3.8.3 Sudu Jalan.....	58
3.8.4 Poros.....	59
3.8.5 Pasak.....	60
BAB 4 Hasil dan Analisis.....	62
4.1 Hasil.....	62
4.2 Analisis.....	64
4.2.1 Analisis Perancangan.....	64
4.2.2 Analisis <i>Hub to Tip Ratio</i>	65
4.2.3 Analisis Kekuatan.....	66
BAB 5 Kesimpulan dan Saran.....	68
5.1 Kesimpulan.....	68
5.2 Saran.....	68
DAFTAR PUSTAKA.....	69
LAMPIRAN	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Peta Persebaran Potensi Tenaga Air.....	11
Gambar 2.1	skema dan komponen PLTMH.....	17
Gambar 2.2	Hubungan antara <i>head</i> net dan debit aliran.....	21
Gambar 2.3	Sketsa <i>Spiral Case</i> Terbuka.....	24
Gambar 2.4	Sketsa Parameter Awal Turbin Baling-Baling.....	26
Gambar 2.5	Grafik Hubungan Kecepatan Spesifik dengan c_m	27
Gambar 2.6	Grafik Hubungan Kecepatan Spesifik dengan B/D dan Efisiensi Maksimum.....	28
Gambar 2.7a	Segitiga Kecepatan <i>Tip</i>	29
Gambar 2.7b	Segitiga Kecepatan <i>Hub</i>	29
Gambar 2.8	Sketsa Profil Airfoil NACA.....	30
Gambar 2.9	Sketsa Gaya-Gaya yang Bekerja Pada Airfoil.....	30
Gambar 2.10	Grafik Hubungan m/l , L/l , dan α_0	32
Gambar 2.11	Grafik Hubungan $\frac{\partial c_z}{\partial \alpha}$ dengan t/l	32
Gambar 2.12	Grafik Hubungan $\frac{\partial c_x}{\partial c_z^2}$ dengan t/l	32
Gambar 2.13	Grafik Hubungan C_{xv} , t/l , dan m/l	33
Gambar 2.14	Grafik Hubungan M_{actual} , t/l , dan α_0	33
Gambar 2.15	Sketsa Pipa Pesat.....	34
Gambar 3.1	Sketsa Pipa Pesat Konikal.....	41
Gambar 3.2	Grafik Perbandingan Kerugian Pipa Hisap.....	44
Gambar 3.3	Sketsa Sudu Pengarah.....	54
Gambar 3.4	Perhitungan Properti Geometri dengan Solidworks.....	56
Gambar 4.1	Sudu Jalan Turbin Baling-Baling Hasil Perancangan.....	62

DAFTAR TABEL

Tabel 1.1 Klasifikasi Kecocokan Pembangkit Listrik Terhadap Kondisi Daerah Tertinggal.....	10
Tabel 1.2 Rentang Kebutuhan Daya per Kecamatan.....	12
Tabel 2.1 klasifikasi pembangkit listrik tenaga air.....	14
Tabel 2.2 penjelasan komponen-komponen PLTMH.....	17
Tabel 2.3 Kisaran kecepatan spesifik.....	22
Tabel 2.4 Hubungan Kecepatan Spesifik terhadap Jumlah Sudu dan $\left(\frac{d_h}{D}\right)$	28
Tabel 3.1 Nilai Pitch dan Chord.....	40
Tabel 3.2 Nilai Kecepatan Sudu Jalan	46
Tabel 3.3 Nilai Proyeksi Kecepatan Absolut Terhadap U.....	47
Tabel 3.4 Nilai β_2 dan θ_2	48
Tabel 3.5 Nilai β_3 dan θ_3	49
Tabel 3.6 Nilai β_{inf} dan w_{inf}	50
Tabel 3.7 Nilai β dan Jenis Airfoil	52
Tabel 3.8 Nilai R untuk Setiap Sudut Tempuh	56

DAFTAR SIMBOL

Simbol	Keterangan	Satuan
P	Daya	Watt
ρ	Massa jenis	kg/m ³
g	Percepatan gravitasi	m/s ²
Q	Debit air	m ³ /s
H	Tinggi jatuh	m
η	Efisiensi total	-
n_s	Kecepatan spesifik	-
n	Kecepatan putar	rpm
b_0	Tinggi sudu pengarah	m
D_a	Diameter luar sudu pengarah	m
v_r	Kecepatan radial	m/s
b	Kedalaman <i>spiral case</i>	m
Z_{sp}	Jumlah sudu pengarah	-
D_1	Diameter dalam sudu pengarah	m
C_x	Kecepatan aksial	m/s
D	Diameter sudu jalan	m
λ	Jarak antara sudu pengarah dan sudu jalan	m
s	Jarak antar sudu jalan	m
U	Kecepatan gerak sudu jalan	m/s
ΔC_u	Selisih proyeksi kecepatan absolut terhadap U	m/s
k_z	Koefisien <i>lift</i>	-
α	Sudut serang	°
H_{loss}	Rugi tinggi jatuh total pada pipa hisap	m
ζ	koefisien rugi ekspansi pada pipa pesat	-
λ		
cu_2	Proyeksi kecepatan absolut terhadap U spesifik	-
C_x	Kecepatan aksial	m/s
$\frac{d_h}{D}$	<i>Hub to tip ratio</i>	-

c_m	Kecepatan aksial spesifik	-
R	Jari-jari luar <i>spiral case</i>	m
ω	Kecepatan putar	rad/s
l	Panjang <i>chord airfoil</i> sudu jalan	m
η_h	Efisiensi hidrolik	-
u	Kecepatan gerak sudu jalan spesifik	-
w_{inf}	Kecepatan relative spesifik rata-rata	-
β_{inf}	Sudut <i>lattice</i> rata-rata	°
k_x	Koefisien <i>drag</i>	-
α_{eff}	Sudut serang efektif	°
H_{exit}	Rugi tinggi jatuh pada bagian akhir pipa hisap	m
H_{fr}	Rugi tinggi jatuh gaya gesek pada pipa hisap	m
H_{exp}	Rugi tinggi jatuh ekspansi pada pipa hisap	m
α_3 & α_5	Koefisien koriolis	-
v_3	Kecepatan keluar absolut air di sudu jalan	m/s
λ_1	Koefisien gaya gesek	-
L	Panjang pipa hisap	m
D_3	Diameter <i>inlet</i> pipa hisap	m
θ	Sudut relatif aliran pada sudu jalan	°
α_i	Sudut serang induksi	°
V	Volume	m ³
P_a	Gaya aksial	N
R_t	Jari-jari tengah sudu jalan	m
P_t	Gaya tangensial	N
P_s	Gaya sentrifugal	N
p	Panjang pasak	m
l_0	Lebar pasak	m
t	Tebal pasak	m
σ_t	Tegangan tarik	Pa
τ_s	Tegangan geser	Pa
Z_0	<i>Section Modulus</i>	m ³

M	Momen lengkung	Nm
σ_b	Tegangan lengkung	Pa
T	Torsi	Nm
d	Diameter poros	m
σ_c	Tegangan <i>crush</i>	Pa
r_s	Jari-jari poros	m
φ	Sudut tempuh	°
K	Sirkulasi	m ² /s
θ_{sp}	Sudut bukaan sudu pengarah	°
α_1	Sudut masuk <i>vortex</i> sudu pengarah	°
α_5	Sudu keluar <i>vortex</i> sudu pengarah	°
v_4	Kecepatan keluar absolut pipa hisap	m/s
D_4	Diameter <i>outlet</i> pipa hisap	m
$\eta_{\text{pipa hisap}}$	Efisiensi pipa hisap	-
β_2	Sudut <i>lattice</i> inlet sudu jalan	°
β_3	Sudut <i>lattice</i> outlet sudu jalan	°
σ_{crit}	Koefisien kavitasi kritis	-
K_0	<i>Dense lattice</i>	-
l_{sp}	Panjang <i>chord airfoil</i> sudu pengarah	m
H_b	Tinggi permukaan air terhadap turbin	m
H_s	Tinggi jatuh hisap	m

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dewasa ini energi listrik merupakan salah satu kebutuhan pokok sebagian besar umat manusia. Dibalik seluruh peran besarnya dalam rangka mendukung peradaban manusia, energi listrik juga menyebabkan timbulnya beberapa masalah baru. Salah satu permasalahan yang sering terjadi adalah tidak meratanya ketersediaan energi listrik bagi masyarakat. Pada sebagian negara yang telah dikategorikan sebagai negara maju hal ini bukanlah suatu masalah tetapi untuk beberapa negara yang belum termasuk dalam kategori tersebut, hal ini merupakan masalah yang terus menerus menjadi perhatian, tidak terkecuali untuk negara Indonesia.

Nilai rasio elektrifikasi merupakan nilai perbandingan antara jumlah rumah tangga yang sudah mendapatkan listrik dengan rumah tangga yang belum mendapatkan listrik. Berdasarkan data yang dikeluarkan oleh Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral Republik Indonesia pada tahun 2011, rasio elektrifikasi di Indonesia pada tahun 2010 adalah 67,63%. Nilai tersebut meningkat apabila dibandingkan dengan tahun 2009 dimana rasio elektrifikasi hanya 65,8%.

Walaupun pertumbuhan rasio elektrifikasi di Indonesia untuk setiap tahunnya cukup stabil, namun nilai tersebut tetap dapat membuktikan bahwa pada akhir tahun 2010, 32,37% dari rakyat Indonesia belum mendapatkan sebagian haknya sebagai warga negara Indonesia. Hak tersebut diatur dalam undang-undang energi pasal 19 ayat satu, dimana dinyatakan bahwa setiap orang berhak untuk mendapatkan energi.

Daerah terisolir atau daerah terpencil merupakan suatu daerah yang sangat tidak terkoneksi dan terdukung oleh infrastruktur yang memadai seperti sarana transportasi, penyediaan listrik atau energi, informasi dan teknologi serta pendidikan, pelayanan kesehatan dan lain-lain yang melemahkan peningkatan pembangunan dengan potensi yang ada baik sumber daya manusia maupun sumber daya alam (BAPPENAS, 2007). Berdasarkan definisi tersebut maka dapat

diasumsikan bahwa sebagian besar rakyat Indonesia yang belum menikmati listrik bermukim di daerah terpencil. Definisi daerah terpencil itu juga dapat menjadi acuan asumsi bahwa sebagian besar rakyat yang hidup pada daerah terpencil memiliki tingkat pendidikan yang rendah.

Penyediaan energi listrik di Indonesia sebagian besar dilakukan oleh PLN. Bahan bakar fosil seperti batubara, minyak bumi dan gas alam merupakan sumber energi utama pembangkit-pembangkit listrik tersebut. Selain menggunakan bahan bakar fosil pembangkit di Indonesia juga sudah menggunakan energi terbarukan namun masih dalam jumlah terbatas. Berdasarkan data KESDM pada tahun 2010, rasio pembangkit berbahan bakar fosil mencapai sekitar 84%.

Indonesia memiliki nilai potensi batubara hingga 104,8 milyar ton, dimana 18,8 milyar ton merupakan potensi yang terbukti. Sebagian besar dari potensi tersebut terletak di Pulau Sumatera dan Kalimantan. Sepanjang tahun 2008 Indonesia telah memproduksi 226 juta ton batubara dimana 31 juta ton batubara tersebut digunakan sebagai bahan bakar PLTU. (BPPT,2010)

Pada tahun 2008 tercatat bahwa kapasitas pembangkit listrik berbahan bakar batubara di Pulau Jawa dan Bali mencapai nilai 39% dari kapasitas pembangkit total di Pulau Jawa dan Bali (PLN,2009). Pada tahun 2009, dari total seluruh pembangkit berbahan bakar fosil yang dimiliki PLN, pemakaian batubara mencapai 47,09 % (KESDM, 2010).

Bahan bakar minyak menjadi sumber energi kedua setelah batubara dimana bahan bakar minyak pada tahun 2009 menyumbang 28,65 % konsumsi bahan bakar pembangkit PLN (KESDM,2010). Bahan bakar minyak umumnya digunakan pada pembangkit PLTU, PLTG, PLTGU dan PLTD.

Persebaran pembangkit berbahan bakar minyak (PLTU, PLTG dan PLTGU) banyak terletak di daerah dekat dengan pusat industri dan pemukiman baik itu di Jawa maupun di luar Jawa dan terhubung ke jaringan listrik terkoneksi. Untuk PLTD persebarannya lebih banyak di daerah yang sulit terjangkau jaringan listrik terkoneksi ataupun di daerah yang belum memiliki pembangkit besar. Hingga saat ini PLTD merupakan salah satu jenis pembangkit yang memiliki

kapasitas terpasang yang paling banyak memproduksi listrik dengan total daya mencapai 10.430 GWh dan hanya kalah dari PLTGU yang mencapai 12.122 GWh (KESDM,2010).

Untuk saat ini, penggunaan bahan bakar minyak melalui PLTD masih menjadi pilihan utama untuk menyediakan listrik di daerah yang belum terjangkau saluran listrik dari PLN. Saat ini untuk menyediakan listrik dengan bahan bakar minyak, harga bahan bakar minyak di berbagai daerah berada pada kisaran harga Rp 5.800 sampai Rp 6.050 per liternya (PLN,2010). Apabila melihat biaya yang harus dikeluarkan untuk bahan bakar, energi listrik dari PLTD tidaklah ekonomis ditambah lagi efisiensi PLTD cukup rendah. Walaupun begitu, penggunaan PLTD untuk memenuhi kebutuhan listrik di daerah terpencil masih lebih murah jika dibandingkan dengan menyediakan jaringan listrik dari jaringan listrik terkoneksi yang memerlukan investasi yang sangat mahal.

Selain batubara dan bahan bakar minyak, gas alam juga merupakan salah satu bahan bakar fosil yang banyak digunakan untuk pembangkit listrik (PLTG dan PLTGU). Sebagai penghasil gas alam, berdasarkan informasi yang di sampaikan dalam *international energy outlook* pada tahun 2009, cadangan gas bumi terbukti Indonesia pada tahun 2009 sebesar 6,254 *trillion cubic feet*. Total cadangan gas bumi pada tahun 2008 adalah sebesar 170,07 TSCF, berupa cadangan terbukti sebesar 66 dan cadangan potensial sebesar 34 %. Pemakaian gas alam untuk bahan bakar pembangkit listrik mencapai 24,26 % dari total seluruh bahan bakar fosil yang digunakan untuk pembangkit listrik (KESDM,2010).

Walaupun energi listrik yang dihasilkan dari pembangkit listrik berbahan bakar gas cukup besar tetapi masih belum bisa menjangkau kebutuhan semua penduduk Indonesia. Pembangkit berbahan bakar fosil yang umumnya berkapasitas besar terletak di daerah pusat industri atau daerah yang berpenduduk tinggi yang telah mempunyai infrastruktur yang baik. Keadaan daerah terpencil yang memiliki aksesibilitas yang rendah karena kondisi geografis yang menyulitkan proses distribusi listrik ke daerah-daerah tersebut. Jika dipaksakan menggunakan transmisi maka dibutuhkan biaya yang sangat besar untuk

menyediakan infrastrukturnya. Selain itu cara ini tidak efisien karena memberikan nilai kerugian listrik yang tinggi (efisiensi transmisi rendah). Walaupun penggunaan PLTD di daerah terpencil cukup digemari, biaya produksi listriknya cenderung mahal karena ketersediaan bahan bakar di daerah terpencil yang rendah dan tingginya harga bahan bakar di daerah.

Agar penyediaan listrik di daerah terpencil dapat tetap dilakukan, energi terbarukan dapat dimanfaatkan sebagai sumber energi pembangkit listrik. Pemanfaatan energi terbarukan untuk pembangkit listrik di Indonesia meliputi energi panas bumi, energi angin, energi surya, biomassa dan energi air.

Berdasarkan data yang dikeluarkan oleh Badan Geologi Kementerian ESDM dapat terlihat bahwa total potensi energi panas bumi di Indonesia mencapai 29 GWe, 45,36% dari total potensi tersebut sudah dapat dibuktikan tingkat ketersediaannya. Pembangkit listrik tenaga panas bumi yang telah aktif di Indonesia mempunyai kapasitas total sebesar 1189 MW dengan hampir 94% dari kapasitas tersebut terdapat di Pulau Jawa (KESDM,2010). Hal itu menandakan bahwa masih banyak potensi-potensi pembangkit listrik panas bumi di luar Pulau Jawa yang belum dimanfaatkan.

Walaupun potensi energi panas bumi di Indonesia sangat menjanjikan, hanya sebagian kecil dari potensi itu yang sudah dimanfaatkan sebagai pembangkit listrik. Hal tersebut disebabkan oleh beberapa faktor yang menjadi kekurangan dari sumber energi ini, yaitu :

- Pemilihan lokasi biasanya didasarkan pada nilai potensi energi yang tersedia, jarak dengan sistem jaringan listrik terkoneksi terdekat, dan berbagai faktor lainnya sehingga hanya lokasi-lokasi yang memenuhi kriteria yang akan digunakan sebagai pembangkit listrik.
- Pembangkit listrik energi panas bumi sangat bergantung pada sistem jaringan listrik terkoneksi. Sebagian besar lokasi yang mempunyai potensi energi panas bumi terletak pada wilayah jarang penduduk (pegunungan maupun laut) sehingga tidak dimungkinkan untuk memanfaatkan potensi

energi panas bumi tersebut pada wilayah-wilayah terpencil dimana sistem jaringan listrik terkoneksi belum tersedia.

Untuk energi biomassa, Indonesia mempunyai nilai potensi energi biomassa sebesar 49,81 GWe (RIPEBAT, DGEEU 1997.ACE, 2002). Nilai tersebut sangat besar untuk sebuah potensi pembangkit listrik yang bersifat dapat diperbaharui. Hal tersebut dikarenakan Indonesia menghasilkan 146,7 juta ton biomassa setiap tahunnya, biomassa tersebut terdiri dari sisa pertanian padi (32%), kayu dari perkebunan karet (25%), sisa perkebunan tebu (17 %), sisa perkebunan kelapa sawit (14%), dan sisa pertanian, perkebunan, peternakan lainnya (12%) (ZREU, 2000).

Berdasarkan data yang dikeluarkan oleh Ditjen Energi Baru dan Terbarukan pada tahun 2011, Indonesia telah memanfaatkan energi biomassa sebagai pembangkit energi listrik dengan kapasitas total per tahun sebesar 1,7 GW dimana 98,7% dari pembangkit tersebut terletak di Pulau Sumatera (EBTKE, 2011). Hal tersebut dikarenakan sebagian besar industri perkebunan di Indonesia terletak di Pulau Sumatera (kelapa sawit, tebu, dll) (ZREU, 2000). Walaupun secara umum pemanfaatan biomassa sebagai pembangkit energi listrik di Indonesia mempunyai banyak keuntungan, terdapat juga beberapa kelemahan yang dapat dijadikan sebagai bahan pertimbangan untuk selanjutnya, berikut diantaranya :

- Energi listrik yang dihasilkan dari biomassa pada suatu industri perkebunan biasanya akan digunakan kembali oleh pihak industri pengolahan perkebunan tersebut sehingga energi listrik tersebut tidak dapat didistribusikan untuk membantu elektrifikasi lingkungan sekitar.
- Pemanfaatan biomassa sebagai pembangkit listrik hanya dapat diwujudkan apabila biomassa yang dihasilkan di sekitar lingkungan tersebut mempunyai nilai kuota sesuai dengan standar beroperasinya suatu sistem pembangkit listrik.

Indonesia yang terletak di wilayah khatulistiwa hampir sepanjang tahunnya mendapat penyinaran matahari dengan intensitas radiasi rata-rata yang

diterima sekitar 2 hingga 5 kWh/m². Wilayah Indonesia yang meliputi Lampung, Jawa Tengah, Sulawesi Tengah, Papua, Bali, NTB, dan NTT mempunyai intensitas radiasi sekitar 5 kWh/m²(BPPT,2010). Melimpahnya sinar matahari yang diterima wilayah Indonesia menjadi keuntungan tersendiri bagi Indonesia karena sumber energi matahari yang diterima dapat digunakan sebagai alternatif sumber energi masa depan. Pemanfaatan energi dari sinar matahari salah satunya dimanfaatkan sebagai Pembangkit Listrik Tenaga Surya (PLTS).

Pemasangan PLTS dapat menjadi salah satu solusi bagi daerah-daerah yang belum mendapatkan listrik dan jauh dari jaringan listrik terkoneksi. PLTS tergolong kedalam pembangkit mandiri karena tidak membutuhkan bahan bakar dan tidak harus terhubung ke jaringan listrik terkoneksi.

Berdasarkan data dari KESDM Ditjen Energi Baru Terbarukan dan Konservasi Energi tahun 2011, pemanfaatan PLTS di Indonesia masih belum optimal yang hanya mencapai 13,5 MWp. Belum optimalnya pemanfaatan energi surya sebagai PLTS disebabkan oleh modul fotovoltaik sebagai perangkat utama PLTS masih harus didatangkan dari negara lain. Selain itu, efisiensi dari modul fotovoltaik tidak terlalu tinggi berkisar antara 13% hingga 20% (Yulianto,2008).

Pemanfaatan energi angin untuk pembangkit listrik sangat bergantung pada kecepatan angin dan kontinuitas alirannya. Kecepatan angin di Indonesia secara umum mencapai 2 m/detik hingga 4 m/detik untuk wilayah barat dan 3 m/detik hingga 5 m/detik untuk wilayah timur (EBTKE,2011). Kondisi angin di Indonesia sendiri kurang stabil dan persebarannya tidak sama, artinya kondisi angin dalam suatu daerah berbeda-beda dengan kecepatan aliran yang berubah-ubah tiap tahunnya.

Dengan kondisi angin di Indonesia yang kurang stabil tidak di semua daerah dapat dikembangkan PLT angin. Daerah yang memiliki kondisi angin cukup baik berada di daerah Jawa Tengah, Jawa Timur, Sulawesi Utara, Sulawesi Selatan, NTT dan NTB atau secara umum berada di wilayah Indonesia Timur.

Menurut data dari ESDM, potensi energi angin di Indonesia cukup besar mencapai 9,3 GW (ESDM, 2005). Hanya saja hingga tahun 2010 kapasitas

terpasang pembangkit listrik tenaga angin baru mencapai 1.962 kW (EBTKE,2011). Kurang optimalnya pengembangan PLT angin di Indonesia karena masih menemui beberapa kendala yang antara lainnya adalah :

- Kondisi angin di Indonesia kurang stabil dan kecepatannya masih cukup rendah yang rata-rata hanya mencapai 3 m/detik hingga 5 m/detik. Turbin angin membutuhkan kecepatan angin diatas 5 m/detik untuk menggerakkan baling-baling sehingga untuk daerah yang kecepatan anginnya rendah turbin angin tidak bisa berputar kontinyu bahkan bisa tidak berputar sama sekali.
- Lokasi PLT angin jauh dari konsumen atau pusat beban. Selain itu, lokasi yang terlalu dekat ke pemukiman dapat memberikan gangguan pada penduduk karena adanya polusi suara

Wilayah Indonesia yang secara umum memiliki sumber aliran air dan di beberapa wilayah didukung dengan kondisi geografis bergunung-gunung yang dapat menyebabkan aliran air ini memiliki beda ketinggian, memberikan peluang bagi pemanfaatan pembangkit energi air. Potensi pembangkit energi air Indonesia cukup besar, untuk PLTA potensinya mencapai 75.000 MW dan baru dimanfaatkan 5.700 MW sedangkan untuk pembangkit mini dan mikro hidro potensinya mencapai mencapai 460 MW dengan pemanfaatannya baru mencapai 228 MW (KESDM,2010).

Pemanfaatan energi air untuk pembangkit listrik dapat dikategorikan dalam empat kelas. Energi air dengan kapasitas minimal daya yang dihasilkan mencapai 15 MW dikategorikan sebagai PLTA yang terhubung ke jaringan listrik terkoneksi. Pembangkit dengan kapasitas antara 1 hingga 15 MW dikategorikan *medium* hidro. Selanjutnya adalah pembangkit minihidro dimana daya yang dihasilkannya berkisar antara 100 kW hingga 1 MW sedangkan kategori yang keempat adalah pembangkit mikrohidro yang memiliki kapasitas antara 1 kW hingga 100 kW (Penche & Minas,1998).

PLTMH dengan kapasitas tersebut cocok digunakan untuk menyediakan energi listrik untuk penduduk yang tinggal di daerah terpencil yang memiliki sumber energi air. Dengan jangkauan kapasitas tersebut, PLTMH dapat

memanfaatkan energi yang disediakan sumber aliran air yang sesuai dengan kebutuhan setempat sehingga diharapkan biaya investasi dan operasionalnya rendah.

Dibandingkan dengan pembangkit listrik energi terbarukan lainnya, PLTMH memiliki beberapa keunggulan yaitu :

- Sumber energi air yang memanfaatkan siklus hidrologi tidak menghasilkan emisi CO₂ yang merupakan pemicu pemanasan global.
- PLTMH dengan sistem sistem *run off river* lebih ramah lingkungan karena tidak mengganggu keseimbangan lingkungan.
- PLTMH yang sumber energinya berasal dari air telah tersedia melimpah di alam yang hanya butuh untuk dimanfaatkan dan dikonversikan dan memiliki persediaan yang kontinu.

Pengembangan PTMH bukannya tanpa kendala, meskipun potensi energi air cukup besar namun pertumbuhan pemanfaatannya masih terbilang lebih lambat jika dibandingkan dengan sumber energi lain khususnya pembangkit berbahan bakar fosil. Kendala-kendala yang mungkin dihadapi dalam pengembangan PLTMH yaitu antara lain :

- Dibutuhkan kebijakan harga energi nasional yang melindungi investasi PLTMH terhadap investasi bahan bakar fosil.
- Potensi energi air yang biasanya terletak di wilayah hutan yang belum terjangkau pembangunan infrastruktur transportasi dapat membuat biaya investasi menjadi besar.
- Keberlanjutan PLTMH sangat bergantung pada kelestarian sumber daya air sehingga harus ada kebijakan penggunaan sumber daya air dan tata ruang yang menjamin ketersediaan air

Dalam perkembangannya pada beberapa tahun belakangan, penurunan produksi minyak, kenaikan harga bahan bakar minyak dunia, isu lingkungan (pemanasan global) serta keunggulannya dari sumber energi listrik terbarukan

lainnya memberikan kesempatan pada pembangkit energi air untuk berkembang lebih jauh. Pemanfaatan sumber energi air melalui PLTMH pada daerah-daerah terpencil akan memberikan kesempatan lebih pada para penduduk untuk dapat juga menikmati suplai energi listrik yang berkelanjutan.

Berdasarkan definisi daerah terpencil yang telah dijelaskan sebelumnya dinyatakan bahwa daerah terpencil tidak memiliki sarana infrastruktur yang memadai dan jaringan listrik terkoneksi merupakan salah satu diantaranya. Dikarenakan tidak tersedianya jaringan listrik terkoneksi pada suatu daerah maka daerah tersebut hanya mempunyai satu opsi lain untuk memenuhi kebutuhan energi lokalnya, yaitu pembangkitan energi listrik secara mandiri tanpa ada kaitannya dengan jaringan listrik terkoneksi listrik nasional. Pembangkitan energi listrik secara mandiri harus disesuaikan dengan kebutuhan dan potensi daerah tersebut sehingga akan didapatkan suatu pembangkitan listrik yang optimal. Kebutuhan energi listrik pada daerah terpencil cenderung kecil karena sebagian besar energi listrik hanya digunakan untuk penerangan. Berdasarkan batasan-batasan yang telah dijelaskan sebelumnya dapat terlihat bahwa PLTB, PLTMH, PLTS, dan PLTD merupakan jenis pembangkit listrik yang paling memungkinkan untuk diterapkan sebagai pembangkit listrik mandiri di suatu daerah terpencil.

Sebagaimana telah dinyatakan pada bagian sebelumnya, daerah terpencil sebagian besar merupakan daerah-daerah yang terisolasi secara geografis. Terisolasi secara geografis di Indonesia umumnya merupakan kawasan yang terletak pada gugus pulau, pedalaman hutan, perbukitan dan pegunungan, dan pesisir pantai pulau-pulau utama (BAPPENAS,2007). Didasari keterangan tersebut maka permasalahan mengenai pembangkit listrik apakah yang paling mungkin untuk diterapkan sebagai pembangkit listrik mandiri di daerah terpencil dapat diklasifikasikan lebih jauh sesuai dengan kondisi daerah terpencil di Indonesia. Perkiraan penngklasifikasian dapat dilihat pada tabel 1.1.

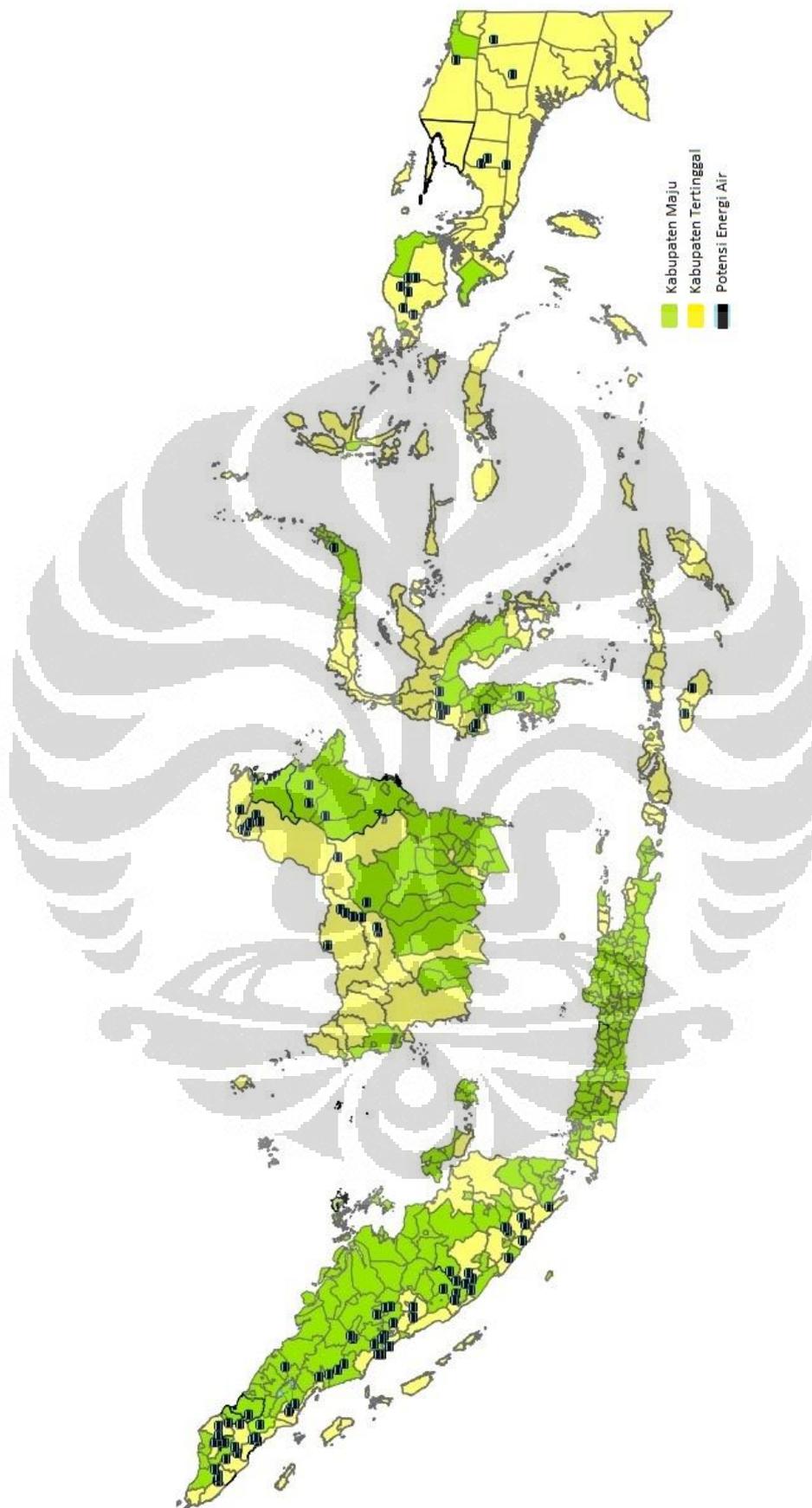
Tabel 1.1 Klasifikasi Kecocokan Pembangkit Listrik Terhadap Kondisi Daerah Tertinggal

Jenis pembangkit	Gugus pulau	Pesisir pantai pulau-pulau utama	Pedalaman hutan	Perbukitan dan pegunungan
PLTB	v	v	-	-
PLTS	v	v	-	-
PLTMH	-	-	-	v
PLTD	-	v	v	-

Berdasarkan tabel tersebut dapat terlihat bahwa PLTMH akan cocok digunakan pada daerah terpencil di Indonesia yang mempunyai karakteristik perbukitan dan pegunungan. Untuk memperkirakan letak lokasi-lokasi tersebut dapat merujuk pada Gbr 1.1. Gbr 1.1 merupakan penyatuan dari dua buah data yang dikeluarkan oleh Bappenas pada tahun 2010 mengenai kabupaten tertinggal dan KESDM pada tahun 2004 mengenai lokasi-lokasi potensi energi air di Indonesia.

Berdasarkan peta tersebut dapat terlihat bahwa banyak potensi-potensi energi air di Indonesia terletak pada kabupaten-kabupaten yang digolongkan oleh Bappenas sebagai kabupaten tertinggal. Walaupun tidak semua daerah tertinggal termasuk daerah terpencil, setidaknya banyak diantara daerah tertinggal tersebut yang termasuk daerah terpencil. Hal ini cukup untuk membuktikan bahwa pemanfaatan energi air sebagai pembangkit listrik cukup relevan untuk diterapkan pada sebagian daerah-daerah terpencil di Indonesia.

Pembahasan awal mengenai daerah terpencil menyatakan bahwa tingkat pendidikan rakyat pada sebagian besar daerah terpencil cukup rendah karena keterbatasan infrastruktur. Faktor tersebut menjadi salah satu pertimbangan utama untuk menentukan jenis pembangkit listrik mandiri pada suatu daerah terpencil oleh karena itu pembangkit yang akan digunakan haruslah mudah pengoperasian dan perawatannya. Pembangkit listrik mandiri bertenaga air yang mudah proses pembuatan, pengoperasian, dan perawatannya merupakan jenis pembangkit listrik yang dibutuhkan oleh daerah terpencil dengan karakteristik berbukit dan bergunung di Indonesia.



Gambar 1.1 Peta Persebaran Potensi Tenaga Air

1.2 Perumusan Masalah

Karakteristik setiap daerah terpencil yang belum terlistriki di Indonesia cukup beragam baik dilihat dari sisi geografis (potensi) maupun penduduk (kebutuhan), hal tersebut akan menyebabkan keragaman dalam penentuan jenis turbin mikrohidro yang akan digunakan, oleh karena itu dibutuhkan suatu desain turbin tersendiri untuk masing-masing rentang daya sehingga dapat dihasilkan efisiensi yang optimum.

Tabel 1.2 Rentang Kebutuhan Daya per Kecamatan (BPS, 2010. PLN, 2009)

No.	Range Daya	Persentase
1.	$P \leq 10 \text{ kW}$	2,47 %
2.	$10 \text{ kW} < P \leq 20 \text{ kW}$	7,30 %
3.	$20 \text{ kW} < P \leq 30 \text{ kW}$	9,21 %
4.	$30 \text{ kW} < P \leq 40 \text{ kW}$	10,74 %
5.	$40 \text{ kW} < P \leq 50 \text{ kW}$	9,04 %
6.	$50 \text{ kW} < P \leq 60 \text{ kW}$	6,18 %
7.	$60 \text{ kW} < P \leq 70 \text{ kW}$	5,58 %
8.	$70 \text{ kW} < P \leq 80 \text{ kW}$	5,07 %
9.	$80 \text{ kW} < P \leq 90 \text{ kW}$	4,22 %
10.	$90 \text{ kW} < P \leq 100 \text{ kW}$	3,79 %
11.	$P \geq 100 \text{ kW}$	36,4 %

Berdasarkan tabel 1.2, jumlah konsumsi listrik setiap desa per kecamatan untuk setiap kabupaten tertinggal dengan rentang kurang dari 10 kW mempunyai nilai persentase yang cukup besar yaitu 2,47 %. Rentang tersebut cukup relevan untuk dijadikan acuan dasar daya yang dibutuhkan untuk penerapan sistem pembangkit listrik tenaga air skala mikrohidro.

Terdapat banyak pilihan sistem pembangkit listrik tenaga air skala mikrohidro di Indonesia dan salah satunya adalah sistem turbin *open flume*. Perencanaan sistem turbin ini sangatlah penting untuk dilakukan sebelum nantinya dapat diimplementasikan pada kehidupan nyata oleh karena itu tema utama yang diangkat dalam tulisan ini adalah perencanaan sistem turbin air *open flume*.

1.3 Batasan Masalah

Pada perencanaan turbin baling-baling saluran terbuka ini terdapat batasan-batasan masalah yang akan diterapkan, batasan-batasan tersebut adalah :

- Temperatur udara dan air dianggap *ambient*
- Nilai percepatan gravitasi yang digunakan bernilai konstan $9,81 \text{ m/s}^2$
- Perencanaan tidak mencakup perancangan konstruksi.
- Densitas air yang digunakan bernilai konstan, yaitu 1000 kg/m^3
- Proses perencanaan hanya terbatas pada pendekatan teoritis.
- Putaran generator yang digunakan adalah 1000 rpm
- Daya maksimum yang dihasilkan adalah 1 kW
- Jenis aliran dianggap aliran *free vortex*
- Gaya gesek pada sudu jalan dan sudu pengarah dianggap nol.
- Komponen mekanikal yang termasuk ke dalam perencanaan ini hanya poros dan pasak.
- Sistem kontrol tidak tercakup dalam perencanaan.

1.4 Tujuan

Perencanaan secara teoritis ini mempunyai tujuan umum untuk mengembangkan suatu jenis turbin *open flume* berkapasitas maksimum 1 kW yang selanjutnya dapat diterapkan pada daerah terpencil di Indonesia yang mempunyai aliran air berkarakteristik perbukitan dan pegunungan dengan tinggi jatuh minimal 2 meter.

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Pembangkit Listrik Tenaga Air

2.1.1 Pengertian dan Klasifikasi Pembangkit Listrik Tenaga Air

Penggunaan energi air sebagai sumber energi sudah dilakukan sejak lama, salah satunya dimanfaatkan untuk pembangkit listrik tenaga air. Pembangkit listrik tenaga air memanfaatkan energi potensial dan energi kinetik air yang dikonversikan menjadi daya angular oleh turbin air. Sederhananya air yang bergerak menggerakkan turbin, turbin memutar generator dan energi listrik dihasilkan. Banyak komponen lain terdapat dalam sistem tetapi semuanya dimulai dengan energi pada air tersebut.

Pemanfaatan pembangkit listrik tenaga air diklasifikasikan menurut besarnya kapasitas daya yang dihasilkan. Klasifikasi umum pembangkit listrik tenaga air mengikuti sebagai berikut (Penche & Minas, 1998) :

Tabel 2.1 klasifikasi pembangkit listrik tenaga air

Tipe	Kapasitas
Mikro Hidro	1 – 100kW
Mini Hidro	100 – 1000kW
Small Hidro	1 – 15 MW
Medium Hidro	15 – 100 MW
Large Hidro	> 100 MW

Dari tabel 2.1 pembangkit listrik tenaga mikrohidro (PLTMH) merupakan pembangkit air yang memiliki kapasitas 1 kW sampai 100 kW. Pembangkit listrik tenaga mikrohidro (PLTMH) merupakan tipe pembangkit tenaga air yang sesuai diterapkan di lokasi-lokasi yang memiliki tinggi jatuh

rendah dan aliran air yang tidak terlalu banyak. Sebagai sumber energi terbarukan, PLTMH bisa menjadi salah satu alternatif penyediaan energi listrik yang ramah lingkungan dan untuk menjangkau daerah-daerah yang sulit terlistriki melalui *gridline*.

2.1.2 Kriteria Pembangkit Listrik Tenaga Mikrohidro (PLTMH)

Dalam mencapai tujuan pembangunan PLTMH harus dapat memenuhi beberapa kriteria yang dipandang sangat penting untuk di perhatikan. Kriteria yang harus diperhatikan yaitu :

1. Relatif harus dapat dibangun di banyak tempat, oleh sebab itu harus memenuhi persyaratan teknis agar dapat dibuat dengan tinggi jatuh yang rendah sehingga dapat dibangun dengan jangkauan lokasi yang lebih luas.
2. Biaya pembangunan serendah mungkin dan cepat pelaksanaan pembuatannya, oleh sebab itu harus dapat dibuat dalam negeri sendiri oleh tenaga-tenaga ahli dalam negeri, sehingga tidak memerlukan waktu impor yang cukup lama.
3. Proses pembuatannya harus dapat dibuat dimana-mana dan mudah dioperasikan, oleh karena itu konstruksinya harus mudah dan sederhana dengan penggunaan teknologi tepat guna sehingga bengkel-bengkel dalam negeri mampu membuatnya.
4. Peralatan harus cukup andal karena pengoperasiannya berada di daerah yang terisolir seperti daerah pegunungan dan berbukit (terisolir).

2.1.3 Energi dari Tenaga Air (*Hydropower*)

Energi air merupakan kombinasi antara tinggi jatuh dan debit air. Besarnya energi air yang tersedia dari suatu sumber air tergantung pada besarnya tinggi jatuh dan debit air. Keduanya diperlukan untuk bisa menghasilkan listrik. Tinggi jatuh merupakan tekanan air yang dihasilkan oleh perbedaan ketinggian antara muka air pada reservoir dan muka air keluar dari turbin. Sedangkan debit merupakan jumlah aliran air (volume per satuan waktu) yang melewati turbin. Tinggi jatuh dan debit merupakan dua hal yang

sangat penting yang perlu diketahui dalam membangun suatu lokasi untuk pembangkit listrik tenaga air.

Total daya yang dibangkitkan dari suatu turbin air merupakan reaksi antara tinggi jatuh dan debit air seperti pada persamaan dibawah ini

$$P = \rho g Q H \eta \quad (2.1)$$

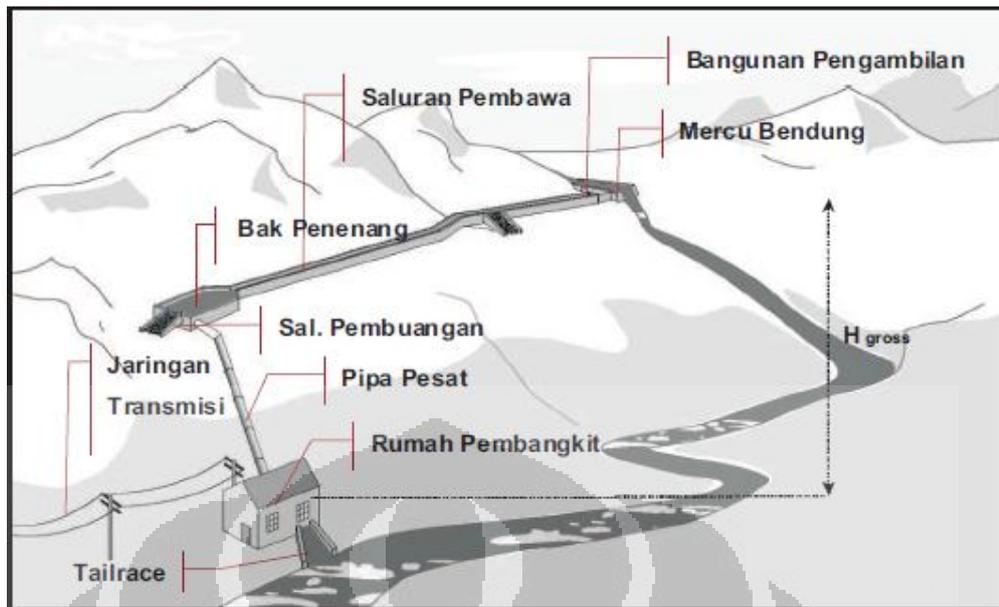
2.1.4 Prinsip Kerja Pembangkit Listrik Tenaga Mikrohidro (PLTMH)

Pembangkit listrik dari air bergantung pada ketersediaan tinggi jatuh dan debit. Keduanya harus tersedia untuk menghasilkan listrik. PLTMH pada prinsipnya memanfaatkan beda ketinggian dan jumlah debit air yang ada pada saluran irigasi, sungai atau air terjun. Aliran air yang bertekanan (dihasilkan oleh tinggi jatuh) menciptakan gaya yang memutar poros turbin sehingga menghasilkan energi mekanik. Energi ini selanjutnya akan memutar generator yang menghasilkan listrik. Semakin tinggi tinggi jatuh atau semakin banyak debit air akan menghasilkan listrik yang lebih banyak.

2.1.5 Komponen Pembangkit listrik Tenaga Mikrohidro (PLTMH)

Komponen utama PLTMH adalah sebagai berikut (IMIDAP, 2008) :

1. saluran pengambilan (*intake*) dan Bendungan (*weir*)
2. bak pengendap
3. saluran pembawa (*tinggi jatuh race*)
4. saluran pelimpah (*spillway*)
5. bak penenang (*forebay*)
6. pipa pesat (*penstock*)
7. rumah pembangkit (*power house*)
8. turbin air
8. generator
10. peralatan kontrol listrik
11. sistem jaringan dan distribusi listrik



Gambar 2.1 Skema dan Komponen PLTMH
sumber : (IMIDAP, 2008)

Tabel 2.2 Penjelasan Komponen-Komponen PLTMH

Bendungan (<i>weir</i>)	Bangunan yang berada melintang sungai yang berfungsi untuk membelokkan arah aliran air
Bangunan Pengambilan (<i>Intake</i>)	Bangunan yang berfungsi mengarahkan air dari sungai masuk ke dalam Saluran Pembawa (<i>Tinggi jatuh</i>). Bak Penangkap Pasir (<i>Sand Trap</i>) dapat menjadi satu (terintegrasi) dengan bangunan ini.
Saluran Pembawa (<i>tinggi jatuh</i>)	Bangunan yang berfungsi mengalirkan/membawa air dari <i>Intake</i> ke <i>Forebay</i> . <i>Tinggi jatuh</i> dapat juga terbuat dari pipa.
Bak Penampungan (<i>Forebay</i>)	Bangunan yang mempunyai potongan melintang (luas penampang basah) lebih besar dari <i>tinggi jatuh</i> yang berfungsi untuk memperlambat aliran air.

Saringan(<i>Trash Rack</i>)	Terbuat dari plat besi yang berfungsi menyaring sampah-sampah atau puing-puing agar tidak masuk ke dalam bangunan selanjutnya. <i>Trash Rack</i> diletakkan pada posisi melintang di bangunan <i>Intake</i> atau <i>Forebay</i> dengan kemiringan 65 - 75°.
Saluran Pembuangan (<i>Spillway</i>)	Bangunan yang memungkinkan agar kelebihan air di dalam <i>tinggi jatuh</i> untuk melimpah kembali ke dalam sungai.
Pipa Pesat(<i>Penstock</i>)	Pipa bertekanan yang membawa air dari <i>Forebay</i> ke dalam <i>power house</i> .
Rumah Pembangkit (<i>Power House</i>)	Bangunan yang di dalamnya terdapat turbin, generator dan peralatan kontrol.
<i>Tailrace</i>	Saluran yang berfungsi mengalirkan/membawa air dari turbin kembali ke sungai.
Jaringan Transmisi	Terdiri dari tiang, kabel dan aksesoris lainnya (termasuk trafo; jika diperlukan) yang berfungsi mengalirkan energi listrik dari <i>power house</i> ke konsumen (rumah-rumah dan pabrik).

2. 2 Turbin Air

2.2.1 Pengertian Umum Turbin Air

Turbin air merupakan suatu pembangkit mula-mula yang memanfaatkan energi potensial air menjadi energi mekanik dimana air memutar roda turbin. Air yang berada pada ketinggian tertentu memiliki energi potensial. Ketika air mengalir ke tempat yang lebih rendah energi potensial berubah menjadi energi kinetik. Oleh turbin air, energi kinetik dirubah menjadi energi mekanik.

Perkembangan turbin air sudah berlangsung lama. Jenis turbin air yang paling awal dan paling sederhana adalah *waterwheel*, pertama kali digunakan oleh orang-orang Yunani dan dipergunakan luas pada abad pertengahan di Eropa. Selanjutnya berangsur-angsur muncul berbagai jenis turbin air seperti turbin pelton yang ditemukan oleh Lester A. Pelton pada abad kesembilanbelas dan turbin Kaplan yang ditemukan oleh Viktor Kaplan pada abad keduapuluh (Dixon & Hall, 2010).

2.2.2 Jenis-jenis Turbin

Pada umumnya turbin air dapat diklasifikasi menjadi 2 jenis dilihat dari kerja turbin dalam hal mengubah *tinggi jatuh* yaitu,

1. Turbin Impuls
2. Turbin Reaksi

2.2.2.1 Turbin Impuls

Pada turbin impuls air dengan *tinggi jatuh* tertentu dirubah menjadi energi kinetik melalui nosel. Keluar dari nosel, pancaran air menumbuk sudu dan memutar poros kemudian mengalir dengan tekanan konstan. Beberapa jenis turbin yang termasuk turbin impuls adalah turbin turgo, turbin pelton dan turbin *crossflow*

2.2.2.2 Turbin Reaksi

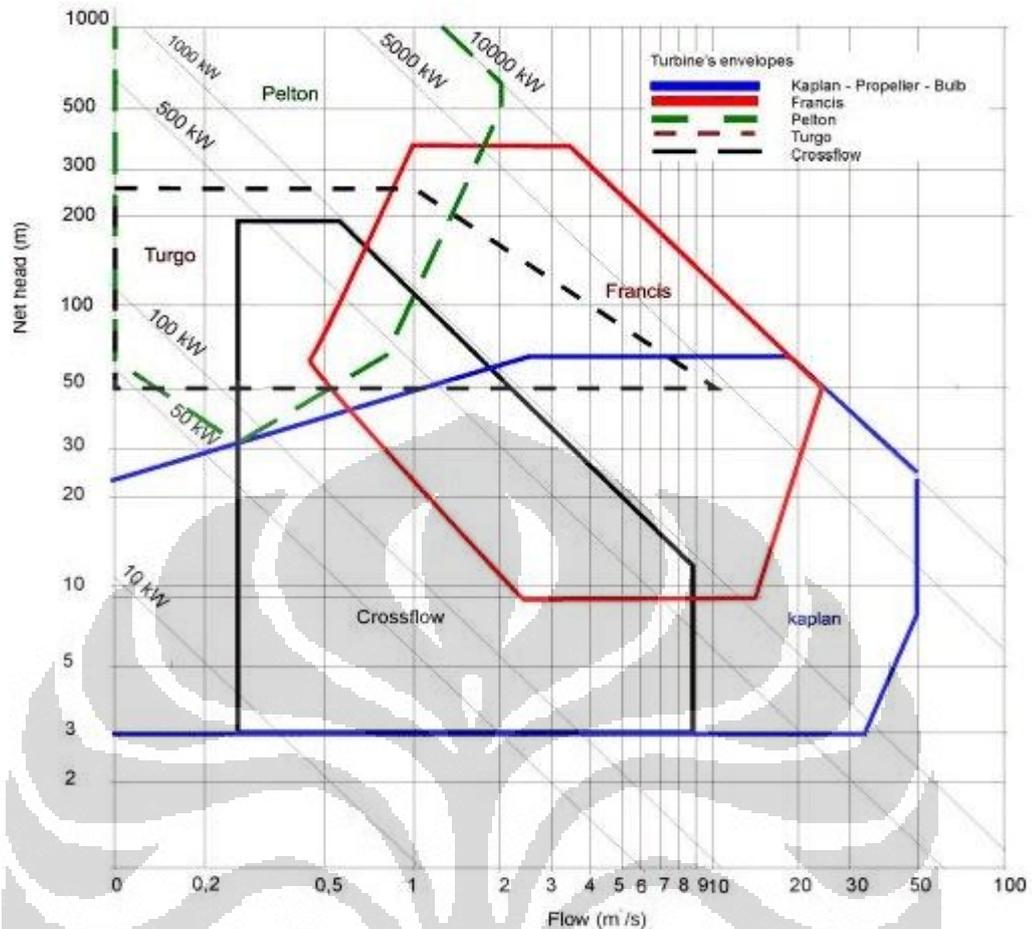
Turbin reaksi bekerja dengan memanfaatkan perbedaan tekanan masuk dan keluar turbin. Pada sisi masuknya energi tekanan sebanding dengan energi kinetik. Pada saat fluida melewati sudu turbin, energi tekanan dan energi kinetiknya dirubah menjadi energi mekanis dan secara bertahap tekanan yang keluar dari turbin berkurang. Jenis – jenis turbin reaksi diantaranya adalah Turbin Francis dan turbin propeller

2.3 Pemilihan Jenis Turbin

Pemilihan jenis turbin dapat ditentukan berdasarkan kelebihan dan kekurangan dari jenis-jenis turbin untuk desain yang sangat spesifik. Tahap awal, pemilihan jenis turbin dapat diperhitungkan dengan mempertimbangkan parameter-parameter khusus yang mempengaruhi sistem operasi turbin, yaitu :

1. Faktor tinggi jatuhnya air efektif (*tinggi jatuh net*) dan debit air yang akan dimanfaatkan untuk operasi turbin merupakan faktor utama yang mempengaruhi pemilihan jenis turbin. Sebagai salah contoh turbin pelton yang beroperasi pada *tinggi jatuh* yang tinggi, sedangkan pada turbin propeler sangat efektif beroperasi pada *tinggi jatuh* yang rendah dengan jumlah debit air yang besar.
2. Faktor daya yang diinginkan berkaitan dengan debit dan *tinggi jatuh* yang tersedia.
3. Faktor kecepatan putar turbin yang akan ditransmisikan ke generator. Sebagai contoh, untuk sistem transmisi *direct couple* antara generator dan turbin pada *tinggi jatuh* rendah, sebuah turbin reaksi (propeler) dapat mencapai putaran yang diinginkan, sementara turbin pelton dan crossflow berputar sangat lambat (*low speed*) yang akan menyebabkan sistem tidak beroperasi.

Ketiga faktor di atas sering digunakan untuk menentukan (kecepatan spesifik turbin). Pemilihan jenis turbin dapat dilakukan dengan melihat grafik karakteristik hubungan antara *tinggi jatuh net* (m) dan debit aliran (m^3/s) agar didapatkan jenis turbin yang cocok sesuai dengan kondisi pengoperasiannya (Penche & Minas, 1998) :



Gambar 2.2 Hubungan antara *tinggi jatuh* net dan debit aliran

Sumber : (Penche & Minas, 1998)

Kecepatan spesifik turbin juga menjadi dasar pemilihan jenis turbin karena sangat berpengaruh pada sistem transmisi mekanik yang akan digunakan. Kecepatan spesifik turbin dicari dengan menggunakan persamaan :

$$n_s = \frac{n\sqrt{P}}{H^{5/4}} \quad (2.2)$$

Kecepatan spesifik setiap jenis turbin memiliki kisaran range tertentu berdasarkan pada data eksperimen. Berikut ini tabel kisaran kecepatan spesifik beberapa jenis turbin air yang ditunjukkan pada tabel 2.3 (Mahmudsyah, Yuwono, & Firmansyah, 2009):

Tabel 2.3 Kisaran kecepatan spesifik

Turbin	Range
Pelton	$12 \leq n_s \leq 25$
Francis	$60 \leq n_s \leq 300$
<i>Crossflow</i> (Michel Banki)	$40 \leq n_s \leq 200$
<i>Propeler</i>	$250 \leq n_s \leq 1000$

Dengan mengetahui kecepatan spesifik turbin maka perencanaan, pemilihan jenis turbin dan pemilihan generator akan menjadi lebih muda.

2.4 Turbin *Open Flume*

Secara umum tidak terdapat perbedaan mendasar antara turbin jenis ini dengan turbin *propeller* biasa, hanya pada sistem turbin ini *spiral case* yang merupakan salah satu komponen utama dari sistem turbin *propeller* yang biasanya berbentuk tertutup, mempunyai bentuk terbuka sehingga untuk membedakannya dengan sistem turbin *propeller*, sistem ini disebut *open flume* atau saluran terbuka.

Sistem turbin baling-baling saluran terbuka ini mempunyai beberapa keunggulan apabila dibandingkan dengan turbin *propeller* pada umumnya, berikut diantaranya :

1. Proses perawatan rutin cukup mudah karena posisi turbin yang mudah dijangkau.
2. Instalasi dan pengopersian turbin jenis ini sangat mudah karena pemakai hanya butuh untuk meletakkannya diatas *spiral case* terbuka.
3. Bentuk dan ukuran turbin yang praktis dan “compact”

Walaupun sistem turbin ini mempunyai banyak keunggulan, terdapat pula kekurangan yang dimilikinya, yaitu :

1. Daya keluaran yang dihasilkan cenderung kecil karena bentuk dan ukuran yang *compact*.

2. Total kerugian tinggi jatuh sistem cukup besar karena sistem ini dibuat dengan acuan simplisitas.

Untuk dapat memanfaatkan sistem turbin ini, setidaknya dibutuhkan empat buah komponen aliran utama, yaitu :

1. *spiral case* terbuka
2. sudu pengarah
3. sudu jalan
4. pipa hisap

Keempat komponen tersebut merupakan satu kesatuan sistem turbin baling-baling saluran terbuka yang saat ini beredar dipasaran. Penjelasan lebih lanjut mengenai setiap komponen berada pada subbab berikutnya.

2.4.1 *Spiral Case*

Spiral case terbuka merupakan komponen yang berfungsi untuk membuat aliran air sebelum memasuki sudu pengarah menjadi simetris dan seragam, dikarenakan luas penampang dari aliran berkurang secara berkala dari awal hingga akhir maka geometrinya menyerupai bentuk keong (Peng Hui,2009).

Terdapat dua jenis umum dari *spiral case*, yaitu terbuka dan tertutup. Untuk jenis turbin reaksi yang berskala besar dengan nilai tinggi jatuh lebih dari 40 m biasa digunakan *spiral case* tertutup sedangkan untuk turbin reaksi dengan tinggi jatuh kurang dari 40 m *spiral case* terbuka yang digunakan (Peng Hui,2009).

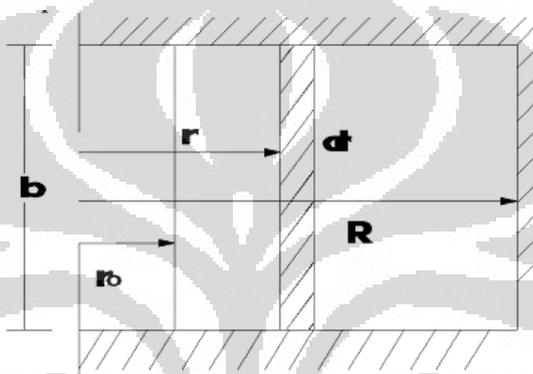
Dikarenakan pada tulisan ini yang akan digunakan adalah jenis *spiral case* terbuka maka hanya *spiral case* tertutup tidak akan dibahas lebih lanjut. Berikut adalah pendekatan matematis yang berlaku untuk perhitungan-perhitungan geometri *spiral case* terbuka :

$$v_r = \frac{Q_{\max}}{\pi D_a b_0} \quad (2.3)$$

Untuk kecepatan tangensial pada komponen ini didekatkan dengan teori aliran *free vortex* dimana nilai sirkulasi selalu konstan, berikut pendekatan matematisnya :

$$v_t \cdot r = C \quad (2.4)$$

Dimana r merupakan nilai jari-jari yang berhubungan langsung dengan kecepatan tangensial, dimana keduanya mempunyai hubungan terbalik. Gbr 2.3 dijelaskan dengan persamaan 2.5 (Peng Hui, 2009).



Gambar 2.3 Sketsa *Spiral Case* Terbuka

Sumber : (Peng Hui,2009)

$$Q_i = \int_{r_0}^R \frac{Kb}{r} dr = Kb \ln \frac{R}{r_0} = \frac{\varphi Q_{\max}}{360^\circ}$$

$$\ln \frac{R}{r_0} = \frac{\varphi Q_{\max}}{Kb 360^\circ} = \lambda \varphi \quad (2.5)$$

Dimana,

r_0 = jarak yang bergerak dari dinding terluar sudu pengarah (m)

Spiral case terbuka mempunyai kisaran sudut tempuh antara 180° - 270° sedangkan yang berbentuk tertutup mempunyai kisaran sudut tempuh antara 340° - 350° (Peng Hui,2009).

2.4.2 Sudu Pengarah

Sudu pengarah merupakan komponen sistem turbin baling-baling saluran terbuka yang berfungsi sebagai pengarah utama aliran air yang telah melewati *spiral case* sehingga sudut kecepatan yang dibutuhkan dalam perencanaan sudu jalan dapat terpenuhi (Dixon & Hall, 2010). Selain itu sudu pengarah juga mempunyai fungsi tambahan sebagai gerbang yang mengatur debit air yang akan masuk ke sudu jalan.

Pada jenis turbin reaksi berskala menengah hingga besar, bukaan dan sudut dari sudu pengarah biasa diatur oleh computer sedangkan pada skala kecil pengaturan biasanya dilakukan manual oleh operator. Berikut adalah segitiga kecepatan yang berlaku pada sudu pengarah turbin aksial.

Untuk menghindari kesalahan, biasanya penggambaran segitiga kecepatan dari sudu pengarah disertakan dengan penggambaran segitiga kecepatan dari sudu jalan. Hukum kontinuitas juga berlaku didalam perhitungan kecepatan aliran pada sudu pengarah ini.

$$\rho_1 A_{x1} c_{x1} = \rho_2 A_{x2} c_{x2} = \rho_3 A_{x3} c_{x3} \quad (2.6)$$

Dalam perancangan sudu pengarah, jumlah sudu merupakan pertimbangan yang sangat penting untuk dilakukan, berikut adalah hubungan empiris untuk mencari jumlah sudu yang sesuai (Nechleba, 1957) :

$$Z_1 = \frac{1}{4} \sqrt{D_1} + 4 \quad (2.7)$$

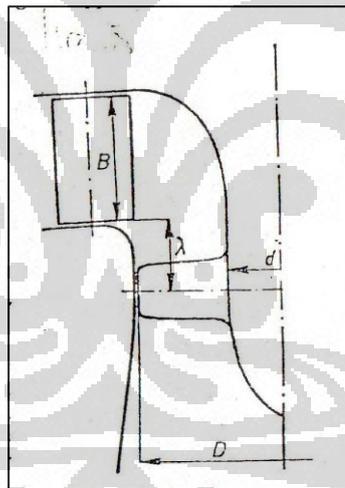
Besar dari diameter bukaan maksimum sudu pengarah untuk turbin berkecepatan rendah berkisar diantara 40 – 100 mm lebih panjang dari diameter sudu jalan sedangkan untuk turbin berkecepatan tinggi seperti turbin baling-baling ini besarnya D_1 disamakan dengan nilai diameter dari sudu jalan.

2.4.3 Sudu Jalan

Sudu jalan merupakan komponen utama dari sistem turbin baling-baling saluran terbuka karena pada komponen inilah seluruh kecepatan radial akan diubah menjadi kecepatan axial atau dalam arti lain disiniilah tempat terjadinya konversi energi kinetik air menjadi energi mekanik yang pada akhirnya memutar poros.

Dalam perencanaan sudu jalan terdapat banyak variable yang harus dikalkulasi tetapi yang memiliki peran paling penting adalah parameter awal, komponen-komponen kecepatan dan bentuk sudu.

Parameter awal meliputi diameter terluar sudu jalan (D), diameter hub (d_h), jarak antar sudu (s), jumlah sudu jalan (Z), tebal sudu pengarah (B) dan jarak antara sudu pengarah dengan sudu jalan (λ).



Gambar 2.4 Sketsa Parameter Awal Turbin Baling-Baling

Sumber : (Nechleba, 1957)

Diameter Terluar Sudu Jalan (D)

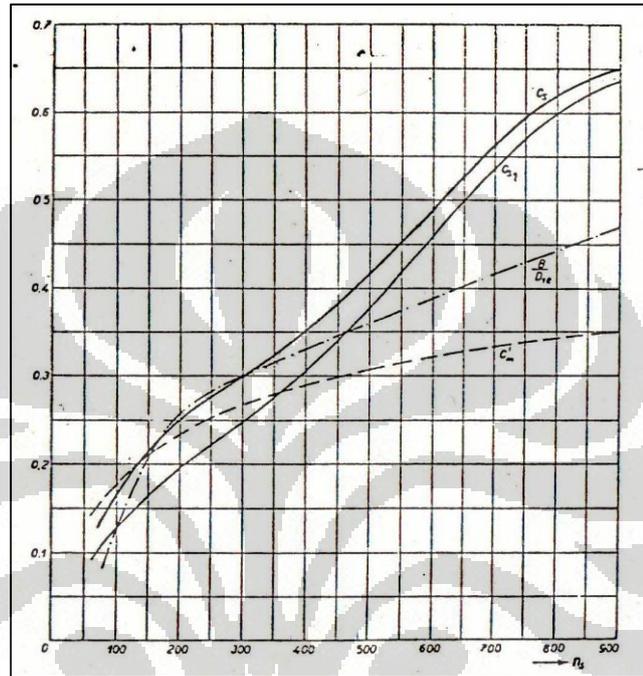
$$C_x = c_m \sqrt{2gh} \quad (2.8)$$

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi C_x \left(1 - \left(\frac{d_h}{D}\right)^2\right)}} \quad (2.9)$$

Untuk nilai c_m dapat ditentukan dengan cara memasukan nilai kecepatan spesifik (n_s) ke dalam grafik yang terdapat pada gambar 2.11.

Jarak Sudu Jalan dengan Sudu Pengarah (λ)

$$\lambda = 0,25 D \quad (2.10)$$



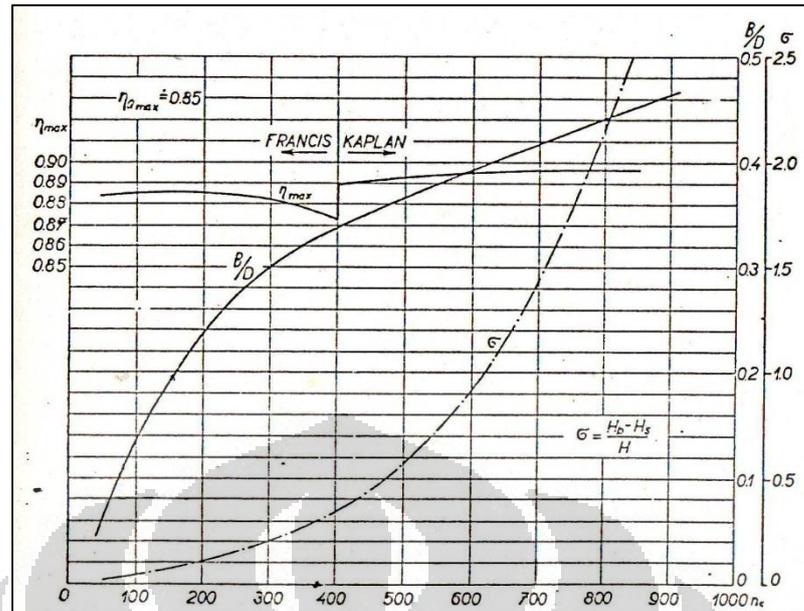
Gambar 2.5 Grafik Hubungan Kecepatan Spesifik dengan c_m

Sumber : (Nechleba, 1957)

Jarak Antar Sudu (s)

$$s_i = \frac{\pi D \left(\frac{d_i}{D}\right)}{Z} \quad (2.11)$$

Untuk penentuan tebal sudu pengarah (B) dapat ditentukan dengan cara memasukan nilai kecepatan spesifik ke dalam grafik yang terdapat pada gambar 2.12 sedangkan untuk menentukan jumlah sudu jalan yang sesuai adalah dengan merujuk kepada table 2.4.



Gambar 2.6 Grafik Hubungan Kecepatan Spesifik dengan B/D dan Efisiensi Maksimum

Sumber : (Nechleba, 1957)

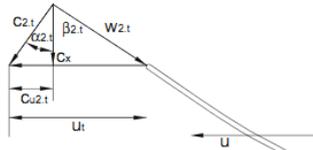
Tabel 2.4 Hubungan Kecepatan Spesifik terhadap Jumlah Sudu dan $\left(\frac{d_h}{D}\right)$

Sumber : (Nechleba, 1957)

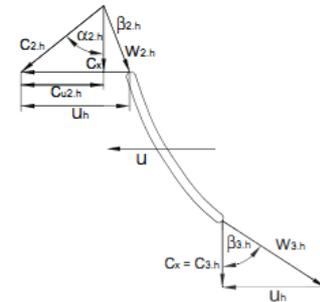
<i>Specific speed about</i>	1000	800	600	400	350	300
<i>Hub to tip ratio $\left(\frac{d_h}{D}\right)$</i>	0.3	0.4	0.5	0.55	0.6	0.7
<i>Number of Blades</i>	3	4	5	6	8	10

Komponen-komponen kecepatan dari sudu jalan ditentukan oleh segitiga kecepatan yang terbentuk pada sisi inlet dan outlet dari setiap seksi radial yang dianalisis. Sebagai ilustrasi lihat gambar 2.13a dan 2.13b sebagai acuan awal tetapi harap untuk dimengerti bahwa bentuk segitiga kecepatan tidak selalu berbentuk demikian, sebagai contoh apabila seksi radial yang sedang dianalisis berada di dekat hub maka terdapat suatu kemungkinan bahwa nilai kecepatan sudu (U) lebih kecil dibandingkan dengan nilai hasil

proyeksi kecepatan absolut (C) terhadap U dan hal itu akan menyebabkan θ bernilai negatif atau dengan kata lain perubahan bentuk segitiga kecepatan.



Gambar 2.7a Segitiga Kecepatan Tip



Gambar 2.7b Segitiga Kecepatan Hub

(Sumber : Punit Singh, 2010)

Kecepatan Sudu Jalan di setiap Seksi Radial (U_i)

$$U_{tip} = \omega R \quad (2.12)$$

$$U_i = (U_{tip}) \left(\frac{d_i}{D} \right) \quad (2.13)$$

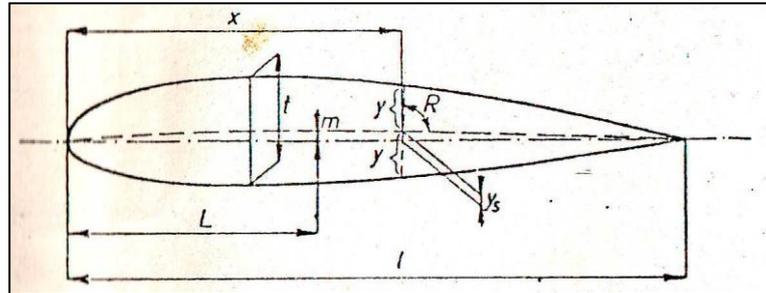
Dimana,

U_{tip} = kecepatan sudu jalan pada bagian tip (m/s)

Selisih Proyeksi Kecepatan Absolut terhadap U (ΔC_u)

$$\Delta C_u = \frac{\eta g H}{U} \quad (2.14)$$

Proses pembentukan sudu jalan biasa dilakukan dengan metode pendekatan profil *airfoil*. *National Advisory Committee for Aeronautics* atau sering disebut NACA merupakan sebuah agen federal Amerika Serikat yang mengurus semua permasalahan menyangkut dengan *aeronautic* dan salah satu hasil pekerjaannya adalah mengeluarkan seri 4 NACA *airfoil*. Gambaran singkat mengenai NACA *airfoil* dapat dilihat pada gambar 2.8.



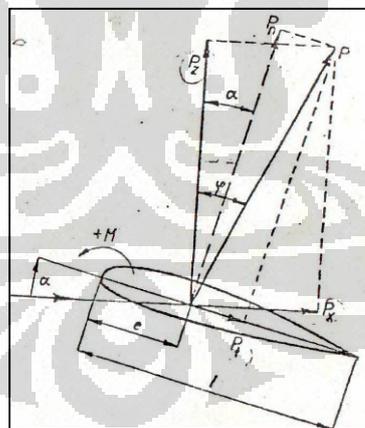
Gambar 2.8 Sketsa Profil Airfoil NACA

Sumber : (Nechleba,1957)

Profil NACA seri 4 dinamai sesuai dengan karakteristiknya masing-masing sesuai dengan aturan berikut :

- Digit 1 adalah persentase nilai m/l
- Digit 2 adalah persentase nilai L/l
- Digit 3 dan 4 adalah persentase nilai t/l

Sebagai contoh, apabila terdapat profil NACA seri 4 dengan nama 6402 maka $m/l = 0,06$ (6%); $L/l = 0,04$ (4%); $t/l = 0,02$ (2%).



Gambar 2.9 Sketsa Gaya-Gaya yang Bekerja Pada Airfoil

Sumber : (Nechleba,1957)

Alasan mengapa digunakan pendekatan metode NACA pada analisis perencanaan bentuk sudu jalan adalah karena seluruh karakteristik dinamik jenis NACA seri 4 sudah dilaporkan dalam bentuk laporan eksperimen yang *valid* sehingga dapat dengan mudah diterapkan pada proses perancangan.

Pergerakan sudu jalan diakibatkan oleh adanya gaya *drag* dan *lift* (gambar 2.9) yang terjadi pada profil NACA disetiap seksi radial sedangkan gaya *drag* dan *lift* terjadi karena terdapat aliran yang melalui bagian atas dan bawah airfoil sehingga terjadi gradasi tekanan sepanjang airfoil tersebut. Fenomena tersebut digabungkan dengan teori Prandtl yang menyatakan bahwa total nilai sirkulasi di dalam suatu sistem aliran yang telah ditentukan adalah nol akan menghasilkan suatu persamaan yang dapat digunakan untuk kalkulasi perancangan bentuk sudu jalan (Nechleba,1957).

$$k_z - \frac{k_x}{\tan(\beta_{inf})} = \frac{s}{l} \frac{\eta_h}{u w_{inf}} \quad (2.15)$$

Persamaan diatas adalah persamaan pertama yang harus dipenuhi dalam perancangan bentuk sudu jalan. Persamaan kedua yang harus dipenuhi melibatkan variabel sudut serang (α) (Nechleba,1957).

$$\alpha_{eff} = \alpha - \alpha_i \quad (2.16)$$

Dimana α adalah sudut serang awal; α_i adalah sudut serang induksi; α_{eff} adalah sudut serang efektif (Nechleba,1957). Untuk mencari nilai-nilai tersebut diperlukan grafik pada Gbr 2.10 hingga Gbr 2.14 dan persamaan 2.17 hingga persamaan 2.20 (Nechleba,1957).

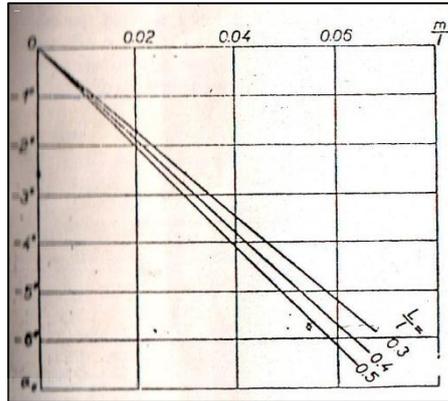
$$\beta = 90^\circ - \beta_{inf} + \alpha_{eff} \quad (2.17)$$

$$c_z = \frac{\partial c_z}{\partial \alpha} (\alpha - \alpha_0) \quad (2.18)$$

$$k_x = c_x - \frac{c_z^2}{6\pi} \quad (2.19)$$

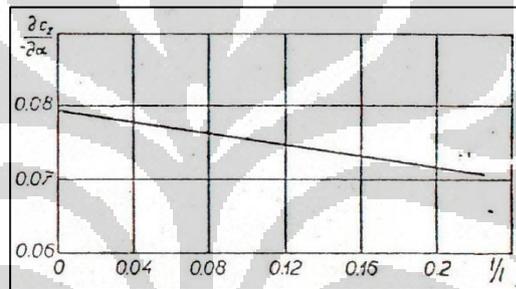
$$k_z = M c_z \quad (2.20)$$

$$c_x = c_{xv} + \frac{\partial c_x}{\partial c_z^2} c_z^2 \quad (2.21)$$



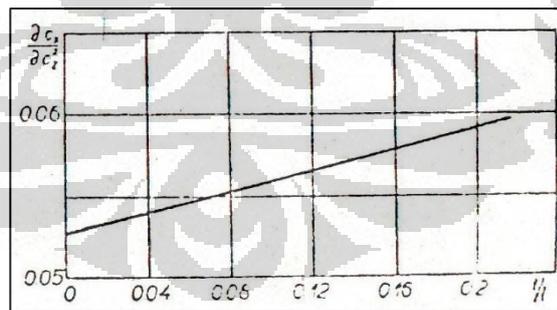
Gambar 2.10 Grafik Hubungan m/l , L/l , dan α_0

Sumber : (Nechleba,1957)



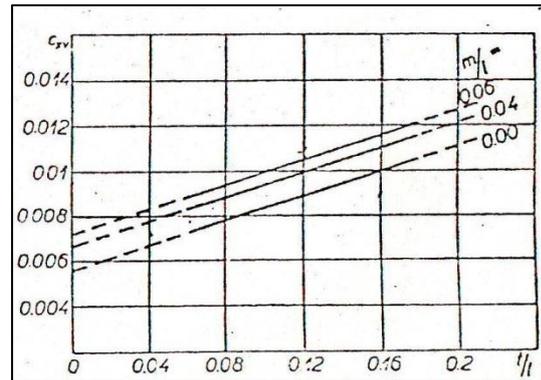
Gambar 2.11 Grafik Hubungan $\frac{\partial c_z}{\partial \alpha}$ dengan t/l

Sumber : (Nechleba,1957)



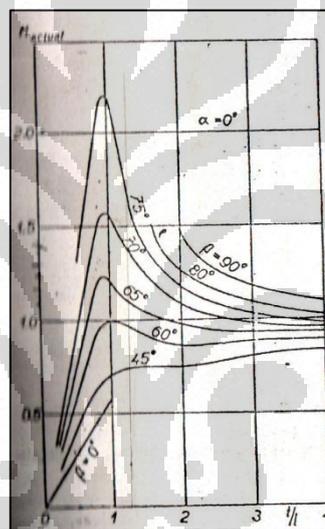
Gambar 2.12 Grafik Hubungan $\frac{\partial c_x}{\partial c_z^2}$ dengan t/l

Sumber : (Nechleba,1957)



Gambar 2.13 Grafik Hubungan C_{xv} , t/l , dan m/l

Sumber : (Nechleba,1957)

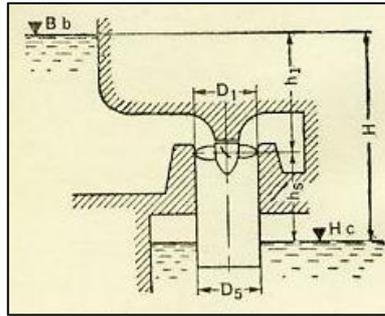


Gambar 2.14 Grafik Hubungan M_{actual} , t/l , dan α_0

Sumber : (Nechleba,1957)

2.4.4 Pipa Hisap

Pipa hisap merupakan salah satu komponen utama untuk sistem turbin baling-baling saluran terbuka karena untuk mewujudkan sistem turbin yang mudah perawatannya, unit turbin harus terletak pada lokasi yang mudah dijangkau. Apabila pipa pesat tidak diikutsertakan dalam sistem ini maka letak turbin baling-baling harus diletakkan pada bagian bawah dan hal itu akan mempersulit proses perawatan.

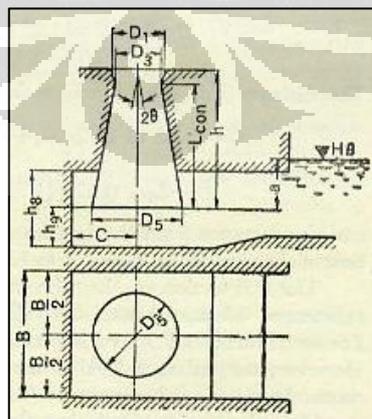


Gambar 2.15 Sketsa Pipa Pesat

Sumber : (Gubin,1970)

Secara harfiah pipa pesat berfungsi sebagai penghasil tekanan hisap dan memanfaatkan semaksimal mungkin kecepatan air yang keluar dari sudu jalan sehingga tekanan dinamiknya dapat diubah menjadi tekanan statis (Gubin,1970). Terdapat banyak jenis pipa hisap yang digunakan seperti pipa hisap silinder, pipa hisap konikal, dan pipa hisap melengkung, proses pemilihan jenis pipa pesat ini harus sesuai dengan kondisi lapangan yang ada dan kondisi kavitas sehingga didapatkan efisiensi optimum.

Untuk jenis turbin baling-baling saluran terbuka yang mempunyai konsep simple ini, bentuk pipa pesat harus sederhana dan mempunyai efisiensi yang cukup baik oleh karena itu yang akan digunakan adalah jenis pipa pesat konikal, kedua jenis pipa pesat lainnya diluar dari pembahasan tulisan ini.



Gambar 2.16 Sketsa Pipa Pesat Konikal

Sumber : (Gubin,1970)

Untuk mendapatkan efisiensi optimum maka diperlukan suatu kombinasi tertentu antara panjang pipa pesat dan sudut 2θ sehingga dapat dihasilkan nilai kerugian yang terkecil. Berikut adalah hubungan matematis yang berlaku :

$$H_{loss} = H_{exp} + H_{fr} + H_{exit} \quad (2.22)$$

Berikut adalah hubungan matematis masing-masing kerugian tinggi jatuh sepanjang pipa pesat (Gubin,1970) :

$$H_{exp} = \zeta \frac{\alpha_3 v_3^2}{2g} \rightarrow \zeta = A \frac{v_3 maks}{v_3 rata2} \tan(\theta)^{1,25} \quad (2.23)$$

$$H_{fr} = \frac{\lambda_1 Q^2}{\pi^2 g \tan \theta} \left[\frac{1}{D_3^4} - \frac{1}{(D_3 + 2l \tan \theta)^4} \right] \quad (2.24)$$

$$H_{exit} = \frac{8\alpha_5 Q^2}{\pi^2 g (D_3 + 2l \tan \theta)^4} \quad (2.25)$$

Dimana,

A = koefisien diffuser, untuk penampang bulat bernilai 3,2

$\theta = 2\theta/2$ (lihat gambar 2.16)

2.4.5 Poros

Poros merupakan suatu komponen mekanik yang berfungsi untuk mengantarkan putaran yang didapatkan dari turbin. Berikut hubungan-hubungan matematis yang berlaku pada poros turbin baling-baling saluran terbuka.

$$T = \frac{60 P}{2\pi n} \quad (2.26)$$

Untuk memperkirakan nilai diameter poros minimum yang harus dipenuhi dapat digunakan persamaan (2.26). Dari hasil diameter tersebut barulah dapat dikalikan dengan nilai *safety factor* yang diinginkan.

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{\pi \tau T}{16}} \quad (2.27)$$

2.4.6 Pasak

Pasak merupakan suatu komponen mekanik yang berfungsi untuk menahan momen torsi dari sudu jalan terhadap poros. Terdapat banyak jenis pasak tetapi pada sistem turbin baling-baling saluran terbuka ini jenis pasak yang akan digunakan adalah pasak balok. Ukuran pasak balok sangat bergantung pada diameter dari poros dan torsi yang dialirkan oleh poros, berikut adalah hubungan matematis yang berlaku pada pasak balok (Khurmi & Gupta, 2005).

$$T = p' \times l_0 \times \tau_s \times r_s \quad (2.28)$$

$$T = p'' \times \frac{t}{2} \times \sigma_c \times r_s \quad (2.29)$$

Dimana,

p' adalah panjang pasak dengan asumsi beban geser

p'' adalah panjang pasak dengan asumsi beban tarik

2.4.7 Kavitasi

Kavitasi adalah suatu fenomena munculnya gelembung uap pada turbin air karena turunnya tekanan absolut cairan sampai ke tekanan uap jenuhnya pada temperatur yang berlaku. Gelembung uap yang muncul akan bergerak sepanjang aliran air di dalam sudu, ketika gelembung uap menemui daerah yang mengalami perbesaran luas permukaan maka tekanan akan kembali naik dan mengubah kembali gelembung uap tersebut menjadi air disertai dengan letupan-letupan. Letupan-letupan ini menyebabkan tekanan lokal yang besar pada permukaan sudu dan apabila terjadi secara berulang-ulang akan menyebabkan hal-hal berikut :

1. Munculnya getaran-getaran dan kebisingan.
2. Munculnya erosi yang berupa kupasan kulit berbentuk lubang pada permukaan sudu (*pitting*).

3. Dalam jangka waktu yang lama letupan-letupan tersebut akan menyebabkan keretakan pada permukaan sudu (*cracking*).

Lebih lanjut gelembung uap tersebut dapat mempengaruhi daya yang akan dihasilkan karena gelembung-gelembung tersebut membuat rongga pada aliran yang pada akhirnya mengurangi debit aliran. Penyebab-penyebab fisis yang mungkin menyebabkan fenomena tersebut terjadi dalam turbin adalah :

1. Kecepatan sudu lebih tinggi dari kecepatan cairan.
2. Temperatur air yang tinggi.
3. Terdapat penyempitan luas permukaan saluran.

Pada turbin *open flume* fenomena kavitasi biasanya terjadi pada sudu pengarah, sisi hisap sudu jalan, dan sisi pangkal dari pipa hisap karena pada komponen-komponen tersebut terdapat perubahan kecepatan yang signifikan.

Pendekatan matematis fenomena kavitasi pada pompa mengenal istilah NPSH, NPSH_{re}, dan koefisien Thoma. NPSH merupakan tinggi jatuh hisap yang tersedia sedangkan NPSH_{re} merupakan tinggi jatuh hisap yang diperlukan agar kavitasi tidak terjadi.

Koefisien Thoma merupakan koefisien yang digunakan untuk menentukan nilai tinggi jatuh hisap yang diperbolehkan untuk menghindari kavitasi. Untuk turbin *propeller* atau Kaplan nilai koefisien Thoma kritis dapat menggunakan persamaan 2.30 (Nechleba, 1957).

$$\sigma_{crit} = w_{inf}^2(1 + K_0 k_z) - \eta_{pipa hisap} v_4^2 - u^2 + 2uc_{u2} - (1 - \eta_{pipa hisap})(c_m^2 + c_{u2}^2) \quad (2.30)$$

Secara matematis hubungan antara kavitasi dengan tinggi jatuh hisap dapat terlihat pada persamaan 2.31.

$$H_s = H_B - H_v - \sigma H \quad (2.31)$$

Agar fenomena kavitasi tidak terjadi maka nilai tinggi jatuh hisap yang akan digunakan tidak boleh melebihi nilai tinggi jatuh hisap yang didapatkan dari persamaan 2.31.

BAB 3

PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

3.1 Perhitungan Parameter-Parameter Awal

Berdasarkan paparan singkat pada bab pertama, tujuan dari dibuatnya tulisan ini adalah untuk merencanakan suatu jenis turbin skala mikrohidro dengan daya keluaran (P) adalah 1 kW dan tinggi jatuh maksimum (H) adalah 2 m dan kedua nilai tersebut dijadikan variabel tetap sebagai acuan awal perhitungan.

Variabel tetap ketiga yang ditentukan sebagai acuan awal adalah kecepatan putar turbin (n) yang bernilai 1000 rpm. Kecepatan tersebut dipilih karena sebagian besar generator yang beredar di pasaran saat ini berputar pada kisaran angka tersebut dan untuk mempertahankan unsur simplisitas dari sistem turbin baling-baling aliran terbuka ini sehingga penggunaan *pulley* dianggap kurang relevan.

Variabel tetap berikutnya adalah *pitch to chord ratio* (s/l). Nilai variabel ini untuk turbin baling-baling berkisar antara 1 – 1,5 (Dixon & Hall, 2010). Untuk tulisan ini digunakan nilai s/l = 1.

Variabel tetap terakhir adalah nilai efisiensi total sistem turbin baling-baling saluran terbuka (η). Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan oleh Punit Singh et al mengenai topik ini didapatkan nilai efisiensi total sistem bernilai sekitar 50 % dan nilai tersebut akan digunakan dalam tulisan ini.

Pada tulisan ini digunakan satu buah variabel bebas yaitu nilai *hub to tip ratio* (d_h/D) dengan nilai perkiraan adalah 0,4.

3.1.1 Perhitungan Kecepatan Spesifik (n_s)

$$n_s = n \frac{\sqrt{P}}{H^{\frac{5}{4}}}$$

$$n_s = 1000 \text{ rpm} \frac{\sqrt{1 \text{ kW}}}{(2)^{\frac{5}{4}}} = 421$$

3.1.2 Perhitungan Debit Air (Q)

$$Q = \frac{P}{\eta \rho g H}$$

$$Q = \frac{1000 \text{ W}}{(0,5) \left(1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) (2 \text{ m})} = 0,102 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

3.1.3 Perhitungan Diameter Sudu Jalan

Sebagaimana telah dijelaskan sebelumnya pada bab 2 bahwa untuk menghitung nilai diameter sudu jalan diperlukan nilai c_m yang didapatkan dari grafik pada Gbr 2.5. Untuk nilai $n_s = 421$ maka nilai c_m adalah 0,296.

$$C_x = c_m \sqrt{2gH}$$

$$C_x = 0,296 \sqrt{2 \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) (2 \text{ m})} = 1,85 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi C_x \left(1 - \left(\frac{d_h}{D}\right)^2\right)}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \left(0,1019 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)}{\pi \left(1,85 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) (1 - (0,4)^2)}} = 0,29 \text{ m} \approx 0,3 \text{ m}$$

3.1.4 Perhitungan Jarak Sudu Jalan dengan Sudu Pengarah

$$\lambda = 0,25 D$$

$$\lambda = 0,25 (0,3 \text{ m}) = 0,075 \text{ m}$$

3.1.5 Perhitungan Jarak Antar Sudu Jalan

Penentuan banyaknya sudu jalan didasarkan pada tabel 2.4 sehingga untuk nilai $n_s = 421$ didapatkan jumlah sudu adalah enam buah.

$$s = \frac{\pi D \left(\frac{d}{D}\right)}{Z}$$

$$s = \frac{\pi 0,3 \text{ m } (0,4)}{6} = 0,063 \text{ m}$$

Dengan nilai $s/l = 1$ maka,

$$l = s = (1)(0,063 \text{ m}) = 0,063 \text{ m}$$

Berikut tabel nilai s dan l pada setiap d/D :

Tabel 3.1 Nilai Pitch dan Chord

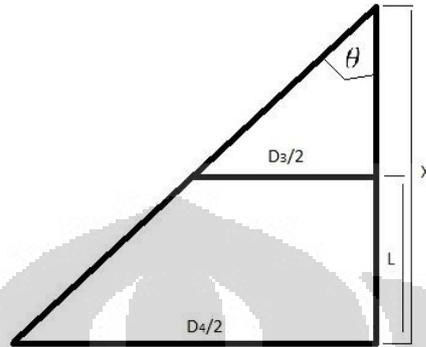
d/D	s (m)	l (m)
0,4	0,063	0,063
0,5	0,079	0,079
0,6	0,094	0,094
0,7	0,110	0,110
0,8	0,126	0,126
0,9	0,141	0,141
1	0,157	0,157

3.2 Perhitungan Pipa Hisap

Pada perhitungan pipa hisap ini digunakan bilangan tak berdimensi L/D_4 untuk mengetahui nilai kerugian tinggi jatuh terendah.

Berdasarkan teori yang telah dituliskan dalam bab 2 mengenai segitiga kecepatan maka dapat terlihat bahwa nilai kecepatan absolut aliran yang keluar dari sudu jalan (C_3) sama dengan nilai kecepatan aksial (C_x) baik pada bagian *tip* ataupun *hub*.

Berikut adalah contoh perhitungan rugi tinggi jatuh total untuk $L/D_4 = 1$ dan $L = 1,5$ m.



Gambar 3.1 Sketsa Pipa Pesat Konikal

$$\tan \theta = \tan \theta$$

$$\frac{\frac{D_3}{2}}{(X - L)} = \frac{\frac{D_4}{2}}{X}$$

$$X \frac{D_3}{2} = \frac{D_4}{2} (X - L) \rightarrow X \left(\frac{D_3}{2} - \frac{D_4}{2} \right) = -L \frac{D_4}{2}$$

$$X = \frac{-L \frac{D_4}{2}}{\left(\frac{D_3}{2} - \frac{D_4}{2} \right)}$$

Dengan

$$\frac{L}{D_4} = c$$

Maka,

$$\tan \theta = \frac{-L \left(\frac{L}{2c} \right)}{\left(\frac{D_3}{2} - \left(\frac{L}{2c} \right) \right)}$$

Rugi Tinggi Jatuh Akibat Perbesaran Dimensi

Nilai D_3 diasumsikan sama dengan diameter sudu jalan.

$$H_{exp} = \zeta \frac{\alpha_3 C_3^2}{2g} \rightarrow \zeta = A \frac{C_{3 maks}}{C_{3 rata2}} \tan(\theta)^{1,25}$$

$$H_{exp} = \left((3,2) \frac{\left(1,716 \frac{m}{s}\right)}{\left(1,716 \frac{m}{s}\right)} \left(\frac{-(1,5 m) \left(\frac{1,5 m}{2(2)}\right)}{\left(0,15 m - \left(\frac{1,5 m}{2(2)}\right)\right)} \right)^{1,25} \right) \frac{(1) \left(1,716 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)}$$

$$= 0,045 m$$

Rugi Tinggi Jatuh Akibat Gaya Gesek

Untuk bahan pipa pesat baja, nilai koefisien gaya gesek sekitar 0,08. Koefisien tersebut didapat dari diagram Moody (lampiran).

$$H_{fr} = \frac{\lambda Q^2}{\pi^2 g \tan \theta} \left[\frac{1}{D_3^4} - \frac{1}{(D_3 + 2L \tan \theta)^4} \right]$$

$$H_{fr} = \frac{(0,08) \left(0,1019 \frac{m^3}{s}\right)^2}{\pi^2 \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right) \left(\frac{-(1,5 m) \left(\frac{1,5 m}{2(2)}\right)}{\left(0,15 m - \left(\frac{1,5 m}{2(2)}\right)\right)} \right)} \left[\frac{1}{(0,3 m)^4} - \frac{1}{\left\{ 0,3 m + 2(1,5 m) \left(\frac{-(1,5 m) \left(\frac{1,5 m}{2(2)}\right)}{\left(0,15 m - \left(\frac{1,5 m}{2(2)}\right)\right)} \right) \right\}^4} \right]$$

$$H_{fr} = 0,007 \text{ m}$$

Rugi Tinggi Jatuh Pada Outlet Pipa Hisap

$$H_{exit} = \frac{8\alpha_5 Q^2}{\pi^2 g (D_3 + 2L \tan \theta)^4}$$

$$H_{exit} = \frac{8(1) \left(0,1019 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)^2}{\pi^2 \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) \left\{ (0,3 \text{ m}) + 2(1,5 \text{ m}) \left(\frac{-(1,5 \text{ m}) \left(\frac{1,5 \text{ m}}{2(2)}\right)}{\left(0,15 \text{ m} - \left(\frac{1,5 \text{ m}}{2(2)}\right)\right)} \right) \right\}^4}$$

$$= 0,003 \text{ m}$$

Dengan diketahuinya ketiga nilai kerugian tinggi jatuh tersebut maka nilai kerugian tinggi jatuh total dapat dihitung.

$$H_{loss} = H_{exp} + H_{fr} + H_{exit}$$

$$H_{loss} = 0,044 \text{ m} + 0,007 \text{ m} + 0,003 \text{ m} = 0,054 \text{ m}$$

Untuk menghitung perkiraan nilai efisiensi dari pipa hisap maka nilai kecepatan aliran ketika meninggalkan pipa pesat harus diketahui.

$$D_4 = \frac{L}{c}$$

$$D_4 = \frac{1,5 \text{ m}}{2} = 0,75 \text{ m}$$

$$v_4 = \frac{D_3}{D_4} v_3$$

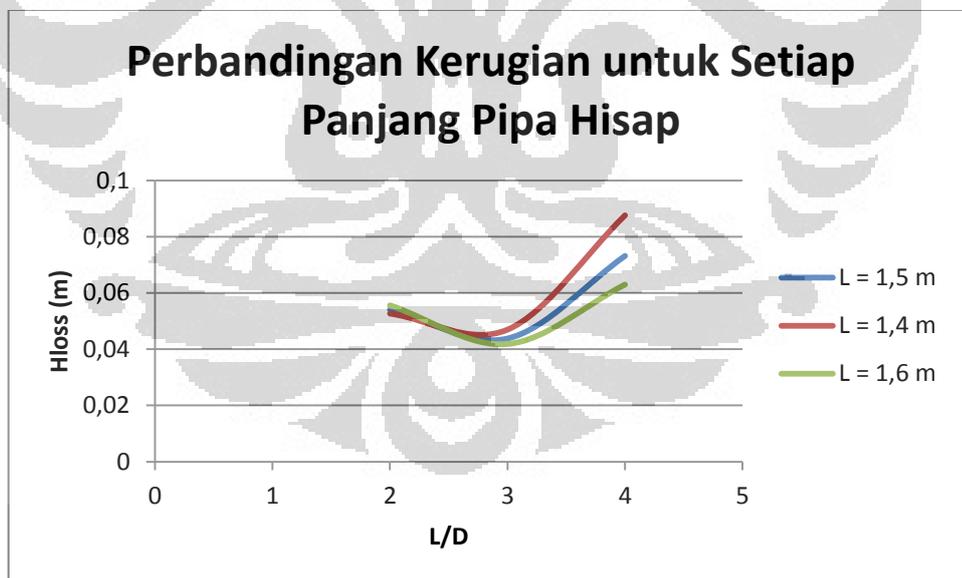
$$v_4 = \frac{(0,3 \text{ m})}{(0,75 \text{ m})} \left(1,716 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) = 0,686 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Maka,

$$\eta_{\text{pipa hisap}} = \frac{\frac{(v_3^2 - v_4^2)}{2g} - H_{\text{loss}}}{\frac{(v_3^2 - v_4^2)}{2g}}$$

$$\eta_{\text{pipa hisap}} = \frac{\frac{\left(\left(1,716 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 - \left(0,686 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2\right)}{2\left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)} - 0,054 \text{ m}}{\frac{\left(\left(1,716 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 - \left(0,686 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2\right)}{2\left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)}} = 67 \%$$

Dengan mengulang perhitungan yang sama dengan nilai L/D_4 yang berubah maka akan didapatkan nilai efisiensi pipa hisap yang lain. Untuk pertimbangan lainnya nilai L juga divariasikan. Grafik yang menunjukkan kedua variasi tersebut dapat dilihat pada Gbr 3.2.



Gambar 3.2 Grafik Perbandingan Kerugian Pipa Hisap

Dikarenakan masih terdapat satu faktor lagi yang menjadi pertimbangan perancangan pipa hisap yaitu faktor kavitasi maka, dimensi pipa hisap tidak dapat

ditentukan sekarang karena nilai koefisien kavitas juga bergantung kepada geometri dari sudu jalan.

Nilai efisiensi pipa hisap yang telah dihitung sebelumnya yaitu 67 % akan digunakan sebagai acuan awal untuk menentukan efisiensi hidrolis dari turbin baling-baling yang akan direncanakan selanjutnya.

3.3 Perhitungan Segitiga Kecepatan Sudu Jalan

3.3.1 Perhitungan Efisiensi Hidrolis Sudu Jalan (η_h)

Berdasarkan Punit Singh et al nilai efisiensi total dapat diasumsikan seperti ini :

$$\eta = \eta_h \times \eta_{\text{pipa hisap}}$$

$$\eta_h = \frac{\eta}{\eta_{\text{pipa hisap}}} = \frac{0,5}{0,67} = 0,74 = 74 \%$$

3.3.2 Perhitungan Kecepatan Gerak Sudu Jalan (U)

$$U_{\text{tip}} = \frac{2\pi nR}{60}$$

$$U_{\text{tip}} = \frac{(2\pi)(1000 \text{ rpm})(0,15 \text{ m})}{60} = 15,75 \text{ m/s}$$

Contoh perhitungan : U pada $d/D = 0,4$ (titik 1)

$$U_i = (U_{\text{tip}}) \left(\frac{d_i}{D} \right)$$

$$U_1 = (15,75 \text{ m/s}) (0,4) = 6,300 \text{ m/s}$$

Untuk analisis selanjutnya akan diperlukan nilai U yang tidak berdimensi , oleh karena itu nilai kecepatan spesifik dari U patut untuk dihitung.

$$u = \frac{U_i}{\sqrt{(2gH)}}$$

$$u = \frac{6,300 \text{ m/s}}{\sqrt{2 \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) (2 \text{ m})}} = 1,006$$

Berikut adalah tabel untuk nilai U dan u pada setiap nilai d/D :

Tabel 3.2 Nilai Kecepatan Sudu Jalan

d/D	U (m/s)	u
0,4	6,30	1,01
0,5	7,88	1,26
0,6	9,45	1,51
0,7	11,0	1,76
0,8	12,6	2,01
0,9	14,2	2,26
1	15,8	2,51

3.3.3 Perhitungan Proyeksi Kecepatan Absolut terhadap U (Cu)

Contoh perhitungan : Cu_2 pada $d/D = 0,4$ (titik 1)

$$\Delta Cu = \frac{\eta g H}{U} \text{ dengan nilai } Cu_3 = 0 \text{ maka menjadi } Cu_2 = \frac{\eta g H}{U}$$

$$Cu_{2(1)} = \frac{(0,74) \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) (2 \text{ m})}{\left(6,30 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)} = 2,31 \text{ m/s}$$

$$cu_{2i} = \frac{Cu_{2i}}{\sqrt{(2gh)}}$$

$$cu_{2(1)} = \frac{2,31 \text{ m/s}}{\sqrt{2 \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) (2 \text{ m})}} = 0,37$$

Berikut adalah tabel untuk nilai Cu_2 dan cu_2 pada setiap nilai d/D :

Tabel 3.3 Nilai Proyeksi Kecepatan Absolut Terhadap U

d/D	Cu ₂ (m/s)	cu ₂
0,4	2,31	0,37
0,5	1,84	0,29
0,6	1,54	0,25
0,7	1,32	0,21
0,8	1,15	0,18
0,9	1,02	0,16
1	0,922	0,15

3.3.4 Perhitungan Kecepatan Aksial (C_x)

Dengan asumsi bahwa nilai C_x adalah konstan sepanjang sudu jalan maka hanya dibutuhkan satu nilai untuk C_x.

$$C_x = \frac{4Q}{(\pi D^2) \left(1 - \left(\frac{d_h}{D}\right)^2\right)}$$

$$C_x = \frac{4 \left(0,1019 \frac{m^3}{s}\right)}{(\pi(0,3 m)^2)(1 - (0,4)^2)} = 1,72 m/s$$

$$c_m = \frac{C_x}{\sqrt{(2gh)}}$$

$$c_m = \frac{1,72 m/s}{\sqrt{2 \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right) (2 m)}} = 0,27$$

3.3.5 Perhitungan Sudut Relatif Masuk (β₂)

Contoh perhitungan : β₂ pada d/D = 0,4 (titik 1)

$$\theta_i = \arctan\left(\frac{(u - cu_i)}{c_m}\right)$$

$$\theta_2 = \arctan\left(\frac{(1,006 - 0,3679)}{0,2740}\right) = 66,8^\circ$$

$$\beta_2 = 90^\circ - \theta_2$$

$$\beta_2 = 90^\circ - (66,76^\circ) = 23,3^\circ$$

Dengan menggunakan metode yang sama maka akan didapatkan nilai θ_2 dan β_2 untuk setiap nilai d/D dan berikut tabel yang akan dihasilkan.

Tabel 3.4 Nilai β_2 dan θ_2

d/D	θ_2	β_2
0,4	66,8°	23,3°
0,5	74,1°	15,9°
0,6	77,8°	12,2°
0,7	80,0°	10,0°
0,8	81,5°	8,53°
0,9	82,6°	7,44°
1	83,4°	6,60°

3.3.6 Perhitungan Sudut Relatif Keluar (β_3)

Contoh perhitungan : β_3 pada $d/D = 0,4$ (titik 1)

$$\theta_i = \arctan\left(\frac{(u - cu_i)}{c_x}\right)$$

Dengan nilai $cu_3 = 0$ maka,

$$\theta_3 = \arctan\left(\frac{(1,006 - 0)}{0,2740}\right) = 74,8^\circ$$

$$\beta_3 = 90^\circ - \theta_3$$

$$\beta_3 = 90^\circ - 74,8^\circ = 15,2^\circ$$

Berikut adalah tabel untuk nilai θ_3 dan β_3 pada setiap nilai d/D :

Tabel 3.5 Nilai β_3 dan θ_3

d/D	θ_3	β_3
0,4	74,8°	15,2°
0,5	77,7°	12,3°
0,6	79,7°	10,3°
0,7	81,8°	8,85°
0,8	82,2°	7,76°
0,9	83,1°	6,90°
1	83,8°	6,22°

3.3.7 Perhitungan Sudut dan Kecepatan Relatif Rata-Rata (β dan w)

Contoh Perhitungan : β_{inf} dan w_{inf} pada $d/D = 0,4$ (titik 1)

$$\beta_{inf} = \frac{\beta_2 + \beta_3}{2}$$

$$\beta_{inf} = \frac{23,3^\circ + 15,2^\circ}{2} = 19,3^\circ$$

$$w_{inf} = \frac{c_m}{\sin(\beta_{inf})}$$

$$w_{inf} = \frac{0,27}{\sin(19,3^\circ)} = 0,83$$

Berikut adalah tabel hasil perhitungan β_{inf} dan w_{inf} pada setiap d/D :

Tabel 3.6 Nilai β_{inf} dan w_{inf}

d/D	β_{inf}	w_{inf}
0,4	19,3°	0,83
0,5	14,3°	1,13
0,6	11,3°	1,40
0,7	9,44°	1,67
0,8	8,14°	1,94
0,9	7,17°	2,20
1	6,41°	2,45

3.4 Penentuan Profil Sudu Jalan

Sebagaimana telah dijelaskan pada bab 2, penentuan jenis airfoil yang akan digunakan untuk membentuk sudu jalan harus memenuhi syarat-syarat berikut :

- Memenuhi dua persamaan airfoil dan free vortex dibawah ini untuk setiap d/D .

$$k_z - \frac{k_x}{\tan(\beta_{inf})} = \frac{s}{l} \frac{\eta_h}{u w_{inf}}$$

$$\alpha_{eff} = \alpha - \alpha_i$$

- Tingkat ketebalan airfoil meningkat dari tip menuju hub.

Contoh Perhitungan : Penentuan Jenis Airfoil pada $d/D = 0,4$ (titik 1)

Persamaan 1

$$\tan(\beta_{inf}) k_z - k_x = \frac{s}{l} \frac{\eta_h \tan(\beta_{inf})}{u w_{inf}}$$

Persamaan Sisi Kanan

$$\frac{s}{l} \frac{\eta_h \tan(\beta_{inf})}{u w_{inf}} = \frac{(1)(0,74)\tan(19,24^\circ)}{(1,006)(0,8313)} = \mathbf{0,309}$$

Persamaan Sisi Kiri

Dengan perkiraan awal dibawah ini :

- Jenis airfoil NACA 5416
- Nilai $\alpha = 2,75^\circ$
- Nilai $\alpha_{eff} = 1,13^\circ$

Maka,

- Nilai perkiraan β berdasarkan persamaan 2.17 adalah $71,89^\circ$
- Nilai M yang didapatkan dari grafik pada Gbr 2.14 adalah 1,739
- Nilai $\frac{\partial c_z}{\partial \alpha}$ yang didapatkan dari grafik pada Gbr 2.11 adalah 0,072
- Nilai α_0 yang didapatkan dari grafik pada Gbr 2.10 adalah $-4,62^\circ$
- Nilai c_{xv} yang didapatkan dari grafik pada Gbr 2.13 adalah 0,0115
- Nilai $\frac{\partial c_x}{\partial c_z^2}$ yang didapatkan dari grafik pada Gbr 2.12 adalah 0,0570

Apabila semua nilai diatas telah didapatkan maka nilai total persamaan sisi kiri dapat diketahui.

$$c_z = \frac{\partial c_z}{\partial \alpha} (\alpha - \alpha_0)$$

$$c_z = (0,072)(2,75^\circ - (-4,62^\circ)) = 0,530$$

$$c_x = c_{xv} + \frac{\partial c_x}{\partial c_z^2} c_z^2$$

$$c_x = 0,0115 + (0,0570)(0,530)^2 = 0,0278$$

Dengan,

$$k_z = M c_z$$

$$k_x = c_x - \frac{c_z^2}{6\pi}$$

Maka,

$$\tan(\beta_{inf}) k_z - k_x \rightarrow \tan(\beta_{inf}) (Mc_z) - \left(c_x - \frac{c_z^2}{6\pi} \right)$$

$$\tan(\beta_{inf}) (Mc_z) - \left(c_x - \frac{c_z^2}{6\pi} \right)$$

$$= \tan(19,24^\circ) ((1,739)(0,530)) - \left((0,0278) - \frac{(0,530)^2}{6\pi} \right)$$

$$= \mathbf{0,309}$$

Persamaan 2

$$\alpha_i = 57,3 \frac{c_z}{6\pi}$$

$$\alpha_{eff} = \alpha - 57,3 \frac{c_z}{6\pi}$$

$$\alpha_{eff} = 2,75^\circ - 57,3 \frac{(0,530)}{6\pi} = \mathbf{1,13^\circ}$$

Hasil dari persamaan kiri dan kanan bernilai sama untuk kedua persamaan tersebut sehingga perkiraan-perkiraan awal yang telah ditentukan dapat digunakan. Proses ini dilakukan untuk setiap d/D yang berbeda. Berikut adalah tabel hasil untuk jenis airfoil dan β untuk setiap nilai d/D :

Tabel 3.7 Nilai β dan Jenis Airfoil

d/D	β	Jenis Airfoil
0,4	71,9°	NACA 5416
0,5	76,5°	NACA 1213
0,6	79,5°	NACA 0011
0,7	81,0°	NACA 0009
0,8	82,2°	NACA 0008
0,9	83,1°	NACA 0007
1	83,8°	NACA 0006

3.5 Perhitungan Kavitas

Setelah diperoleh bentuk dan segitiga kecepatan dari sudu jalan maka perkiraan nilai koefisien kavitas dapat dihitung. Seksi yang akan digunakan sebagai acuan perhitungan kavitas adalah $d/D = 1$ karena pada bagian tersebut nilai u bernilai paling tinggi. Nilai percobaan awal yang digunakan dalam perhitungan ini adalah $H_b = 10,32$ m dimana tekanan atmosfer permukaan laut.

$$\sigma_{crit} = w_{inf}^2(1 + K_0k_z) - \eta_{pipa\ hisap}v_4^2 - u^2 + 2uc_{u2} - (1 - \eta_{pipa\ hisap})(c_m^2 + c_{u2}^2)$$

$$\begin{aligned}\sigma_{crit} &= (2,454)^2(1 + (1,1)((0,02)(9,19))) - (0,67)(0,099)^2 - (2,514)^2 \\ &\quad + 2(2,514)(0,1472) - (1 - 0,67)((0,274)^2 + (0,1472)^2) \\ &= 1,62\end{aligned}$$

$$H_s = H_b - H_v - \sigma_{crit}H$$

$$H_s = (10,32\ m) - (0,24\ m) - 1,62(2\ m) = -6,84\ m$$

Dengan hasil tersebut maka nilai perkiraan awal H_b dan dimensi pipa hisap yang sebelumnya dihitung dapat digunakan.

3.6 Perhitungan Sudu Pengarah

3.6.1 Perhitungan Jumlah Sudu Pengarah

$$Z_{sp} = \frac{1}{4}\sqrt{D_1} + 4$$

$$Z_{sp} = \frac{1}{4}\sqrt{(0,3\ m)} + 4 \approx 7$$

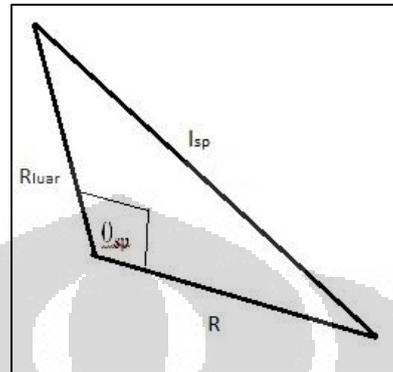
3.6.2 Perhitungan Sudut antar Sudu Pengarah

$$\theta_{sp} = \frac{360^\circ}{Z_{sp}}$$

$$\theta_{sp} = \frac{360^\circ}{7} = 51,4^\circ$$

3.6.3 Perhitungan Panjang *Chord* Sudu Pengarah

Untuk menghitung panjang *chord* sudu pengarah dapat menggunakan analisis trigonometri dan dihasilkan Gbr 3.3.



Gambar 3.3 Sketsa Sudu Pengarah

$$l_{sp} = \sqrt{(R_{luar})^2 + (R)^2 - 2(R_{luar})R \cos \theta_{sp}}$$

$$l_{sp} = \sqrt{(0,25 \text{ m})^2 + (0,15 \text{ m})^2 - 2(0,25 \text{ m})(0,15 \text{ m}) \cos(51,4^\circ)}$$

$$\approx 0,2 \text{ m}$$

3.6.4 Perhitungan Tinggi Sudu Pengarah

Untuk mencari nilai B/D harus menggunakan grafik yang terdapat pada Gbr 2.12. Nilai B/D yang didapatkan dengan $n_s = 421$ adalah 3,5.

$$B = 0,35 D$$

$$B = 0,35 (0,3 \text{ m}) = 0,105 \text{ m}$$

3.6.5 Perhitungan Sudut Masuk dan Keluar Sudu Pengarah

Dikarenakan diameter outlet sudu pengarah dianggap sama dengan diameter sudu jalan maka nilai α_1 dan α_2 sama dapat dihitung menggunakan persamaan kontinuitas.

$$C_{r2}(2\pi r_2 B) = C_x \frac{\pi D^2}{4} \left(1 - \left(\frac{d_h}{D}\right)^2\right)$$

$$C_{r2}(2\pi(0,15\text{ m})(0,105\text{ m})) = \left(1,72\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)\frac{\pi(0,3\text{ m})^2}{4}(1 - (0,4)^2)$$

$$C_{r2} = 1,7\text{ m/s}$$

Berdasarkan perhitungan sebelumnya nilai C_{u2} pada bagian tip sudu jalan adalah 0,922 m/s.

$$\alpha_{sp2} = \arctan\left(\frac{C_{u2}}{C_{r2}}\right)$$

$$\alpha_{sp2} = \arctan\left(\frac{0,922\frac{\text{m}}{\text{s}}}{1,7\frac{\text{m}}{\text{s}}}\right) = 28,4^\circ$$

Nilai sudut keluar sudu pengarah tersebut diasumsikan bernilai sama dengan nilai sudut masuk sudu pengarah.

3.7 Perhitungan *Spiral Case*

$$\ln\frac{R}{r_0} = \frac{\varphi Q}{Kb\ 360^\circ} = \lambda\varphi$$

Contoh Perhitungan Untuk $\varphi = 30^\circ$

Pada perhitungan-perhitungan sebelumnya nilai total tinggi jatuh yang sudah digunakan adalah 1,5 m untuk pipa hisap dan 0,075 m untuk jarak sudu jalan dengan sudu pengarah sehingga tinggi jatuh yang tersisa hanya 0,425 m. Dengan acuan tersebut maka kedalaman *spiral case* yang akan digunakan adalah 0,4 m dan sisa 0,025 m untuk toleransi dimensi keseluruhan.

$$R = r_0 e^{\lambda\varphi}$$

$$\lambda = \frac{0,1019\frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\left(0,139\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right)(0,4\text{ m})(360^\circ)} = 0,0051/^\circ$$

$$R = (0,5\text{ m})e^{\left(\frac{0,0051}{1^\circ}\right)(30^\circ)} = 0,29\text{ m}$$

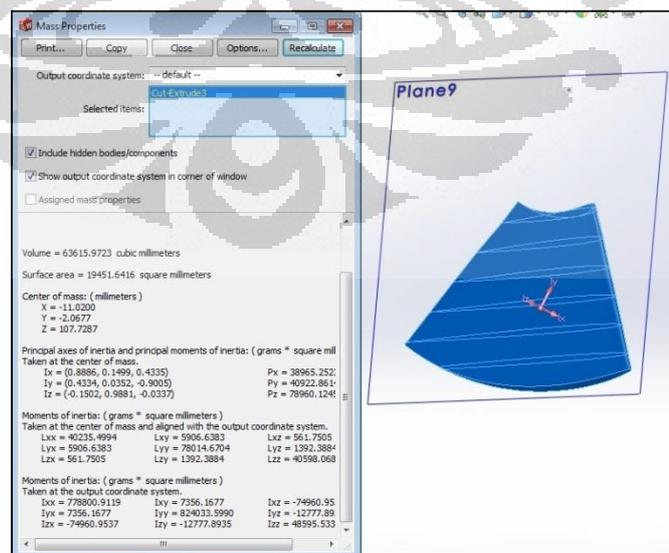
Pada perancangan ini perubahan R dihitung untuk setiap kenaikan sudut tempuh sebesar 30° hingga mencapai sudut tempuh maksimum yang biasa digunakan pada *spiral case* terbuka yaitu 270° . Berikut adalah tabel keseluruhan nilai R untuk setiap sudut tempuh.

Tabel 3.8 Nilai R untuk Setiap Sudut Tempuh

Sudut Tempuh	R (m)
30°	0,29
60°	0,34
90°	0,40
120°	0,46
150°	0,54
180°	0,63
210°	0,73
240°	0,85
270°	1,0

3.8 Perhitungan Kekuatan

3.8.1 Perkiraan Masa dari setiap Sudu Jalan



Gambar 3.4 Perhitungan Properti Geometri dengan Solidworks

Dengan bantuan *software* Solidworks perkiraan nilai-nilai properti yang dibutuhkan untuk memperkirakan masa dari setiap sudu jalan dapat diketahui. Pada perencanaan sudu ini bahan yang akan digunakan adalah baja tuang ST 42. Nilai densitas dari bahan tersebut adalah 7850 kg/m^3 (Hamrock & Jacobson, 1999).

$$m = \rho V$$

$$m = \left(7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) (6,4 \cdot 10^{-5} \text{m}^3) = 0,5024 \text{ kg}$$

3.8.2 Gaya-Gaya yang Bekerja pada Sudu Jalan

Gaya Aksial pada Setiap Sudu

$$P_a = \frac{\pi}{4Z} (D^2 - d_h^2) \gamma H$$

$$P_a = \frac{\pi}{4(6)} ((0,3 \text{ m})^2 - (0,12 \text{ m})^2) \left(9810 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}^2}\right) (2 \text{ m})$$

$$P_a = 194,1 \text{ N}$$

Gaya Tangensial pada Setiap Sudu

$$R_t = \frac{(R + r_h)}{2}$$

$$R_t = \frac{(0,15 \text{ m} + 0,06 \text{ m})}{2} = 0,105 \text{ m}$$

$$P_t = \frac{9,55 HQ\eta}{nR_tZ}$$

$$P_t = \frac{9,55 (2 \text{ m}) \left(101,9 \frac{\text{l}}{\text{s}}\right) 0,5}{(1000 \text{ rpm})(0,105 \text{ m})(6)}$$

$$P_t = 1,545 \text{ N}$$

Gaya Sentrifugal pada Setiap Sudu

$$P_s = \frac{m}{g} R_t \omega^2$$

$$P_s = \frac{0,5024 \text{ kg}}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} (0,105 \text{ m}) \left(\frac{2\pi}{60} \times 1000 \text{ rpm} \right)^2$$

$$P_s = 33,77 \text{ N}$$

3.8.3 Sudu Jalan

Berdasarkan Gbr 3.4 dapat terlihat bahwa nilai luas permukaan sudu jalan adalah 19452 mm^2 , dengan asumsi bahwa luas permukaan bagian atas dengan bagian bawah sudu adalah sama maka nilai luas permukaan untuk satu muka adalah 9726 mm^2 .

Apabila geometri sudu tersebut diumpamakan sebagai sebuah balok maka perkiraan dimensi $p \times l \times t$ dapat diketahui.

- Panjang (p) = 150 mm; Jarak dari *hub* ke *tip*.
- Tinggi (t) = 7 mm; Volume/luas permukaan satu muka.
- Lebar (l) = 61 mm; Volume/($p \times t$).

Dengan perumpamaan balok tersebut maka kekuatan sudu jalan akan gaya-gaya yang telah dihitung dapat terlihat.

Tegangan Tarik pada Sudu Jalan

$$\sigma_t = \frac{P_s}{l \times t}$$

$$\sigma_t = \frac{33,77 \text{ N}}{(0,061 \text{ m}) \times (0,007 \text{ m})} = 79087 \text{ Pa} = 79,1 \text{ kPa}$$

$$\sigma_t (ST 32) = 384 \text{ MPa} > 79,1 \text{ kPa} \rightarrow ST 42 \text{ dapat digunakan.}$$

Tegangan Geser pada Sudu Jalan

$$\tau_s = \frac{P_t}{l \times t}$$

$$\tau_s = \frac{1,545 \text{ N}}{(0,061 \text{ m}) \times (0,007 \text{ m})} = 3618 \text{ Pa} = 3,62 \text{ kPa}$$

$\tau_t (ST 32) = 42 \text{ MPa} > 3,62 \text{ kPa} \rightarrow ST 42 \text{ dapat digunakan.}$

Tegangan Bending pada Sudu Jalan

$$Z_0 = \frac{l t^2}{6}$$

$$Z_0 = \frac{(0,061 \text{ m}) (0,007 \text{ m})^2}{6} = 4,98 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$$

$$M = P_a \left(\frac{p}{2} \right)$$

$$M = (194,1 \text{ N}) \frac{(0,15 \text{ m})}{2} = 14,56 \text{ Nm}$$

$$\sigma_b = \frac{M}{Z_0}$$

$$\sigma_b = \frac{14,56 \text{ Nm}}{4,98 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3} = 2,923 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 29,23 \text{ MPa}$$

$$\sigma_b (ST 32) = 230,4 \text{ MPa} > 29,23 \text{ MPa}$$

$\rightarrow ST 42 \text{ dapat digunakan.}$

3.8.4 Poros

Perhitungan Diameter Minimum

$$T = \frac{60 P}{2\pi n}$$

$$T = \frac{60 (1000 \text{ W})}{2\pi(1000 \text{ rpm})} = 9,55 \text{ N.m} = 9550 \text{ N.mm}$$

Apabila bahan poros yang digunakan adalah ST 42 maka nilai τ adalah 42 MPa atau 42 N/mm² (Khurmi & Gupta, 2010).

$$T = \frac{\pi \tau d^3}{16}$$

$$9550 \text{ N.mm} = \frac{\pi \left(42 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right) d^3}{16}$$

$$d_{\min} \approx 12 \text{ mm}$$

Dengan menggunakan *safety factor* 4 (Hamrock, 1999) maka nilai diameter poros yang digunakan adalah 48 mm \approx 5 cm

Perhitungan Tegangan Tarik

$$\sigma_t = \frac{P_a + (Z \times m \times g)}{\pi r_s^2}$$

$$\begin{aligned} \sigma_t &= \frac{(194,1 \text{ N}) + \left(6 \times 0,5024 \text{ m} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)}{\pi (0,025 \text{ m})^2} = 113973 \text{ Pa} \\ &= 0,114 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\sigma_{t(ST\ 32)} = 384 \text{ MPa} > 0,114 \text{ MPa} \rightarrow \text{ST 42 dapat digunakan}$$

3.8.5 Pasak

Pada sistem mekanikal turbin baling-baling saluran terbuka ini jenis pasak yang akan digunakan adalah pasak balok. Berdasarkan diameter poros yang sudah ditetapkan maka nilai tebal dan lebar dari pasak balok dapat diketahui dengan merujuk standar (lampiran). Dengan nilai diameter poros adalah 50 mm maka lebar dan tebal pasak adalah 16 mm dan 10 mm. Dimensi pasak yang belum diketahui hanya tinggal panjang pasak. Berikut adalah nilai perkiraan panjang pasak yang diakibatkan oleh gaya geser diantara poros dengan sudu jalan.

$$T = p' \times l_0 \times \tau_s \times r_s$$

$$T = p' \text{ mm} \times 16 \text{ mm} \times 42 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times 25 \text{ mm} = 16800p' \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T = \frac{\pi \tau d^3}{16}$$

$$T = \frac{\pi \left(42 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right) (50)^3}{16} = 1,03 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$16800p' \text{ N} \cdot \text{mm} = 1,03 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$p' = 61,31 \text{ mm}$$

Berikutnya adalah nilai panjang pasak yang diakibatkan gaya tarik antara poros dan sudu jalan.

$$T = p'' \times \frac{t}{2} \times \sigma_c \times r_s$$

$$T = p'' \text{ mm} \times \frac{(10 \text{ mm})}{2} \times 70 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times 25 \text{ mm} = 8750p'' \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$8750p'' \text{ N} \cdot \text{mm} = 1,03 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$p'' = 117,7 \text{ mm} \approx 120 \text{ mm}$$

Dikarenakan nilai p'' lebih besar daripada p' maka nilai p'' yang akan digunakan adalah 120 mm.

BAB 4

HASIL DAN ANALISIS

4.1 Hasil

Berdasarkan hasil perencanaan dan perhitungan pada bab sebelumnya maka dihasilkan spesifikasi komponen-komponen berikut :

1. Sudu Jalan

Diameter	0,30 m
Diameter <i>Hub</i>	0,12 m
Sudut Puntir	6° - 34°
Jumlah Sudu	6
<i>Hub to Tip Ratio</i>	0,4
<i>Pitch to Chord Ratio</i>	1
Tinggi Sudu	0,04 m
Bahan Sudu	ST 42 (IS : 1079 – 1968)



Gambar 4.1 Sudu Jalan Turbin Baling-Baling Hasil Perancangan

2. Sudu Pengarah

Diameter Luar	0,50 m
Diameter Dalam	0,30 m
Jumlah Sudu	7
Jarak dengan Sudu Jalan	0,075 m
Tinggi Sudu	0,105
Panjang Chord Sudu	0,2

3. Pipa Hisap

Jenis	Pipa Hisap Konikal
Panjang	1,5 m
Diameter Inlet	0,3 m
Diameter Outlet	0,75 m

4. Spiral Case Terbuka

Kedalaman	0,4 m
Sudut Tempuh	270°
Jari-Jari Luar	0,590 m – 1,46 m

5. Poros

Diameter	0,05 m
Bahan	ST 42 (IS : 1079 – 1968)

6. Pasak

Jenis	Pasak Balok
Standar	IS : 2292 & 2293 - 1974
Panjang	120 mm
Lebar	16 mm
Tebal	10 mm
Bahan	ST 42 (IS : 1079 – 1968)

4.2 Analisis

4.2.1 Analisis Perancangan

Pada bagian ini perhitungan perencanaan yang telah dituliskan dalam bab 3 akan diulas satu per satu. Dimulai dari *spiral case*, geometri yang dihasilkan dari perhitungan *spiral case* memperlihatkan bahwa nilai radius dinding selalu berubah seiring dengan perubahan sudut tempuh. Fakta tersebut sejalan dengan persamaan yang dinyatakan Peng Hui dalam tulisannya yaitu debit aliran total sama dengan integrasi hasil perkalian sirkulasi dengan kedalaman *spiral case* dari radius terluar sudu pengarah hingga diameter dinding, dengan mengetahui bahwa nilai sirkulasi dan kedalaman tetap maka nilai jari-jari dindinglah yang akan berubah terhadap perubahan sudut tempuh. Nilai sirkulasi yang digunakan sama dengan nilai sirkulasi yang terjadi pada sudu pengarah maupun sudu jalan sedangkan pemilihan nilai kedalaman dari *spiral case* ditentukan berdasarkan pada komposisinya dengan jarak sudu pengarah ke sudu jalan, tinggi sudu jalan, dan panjang pipa hisap. Kedalaman dari *spiral case* terbuka harus disesuaikan dengan tinggi jatuh yang tersedia, tinggi jatuh hisap, dan jarak antara sudu pengarah dengan sudu jalan.

Berikutnya yang akan dibahas adalah mengenai sudu pengarah. Sudu pengarah berfungsi sebagai pengontrol utama aliran dimana sudut *vortex* ketika keluar dari sudu pengarah harus sama dengan sudut *vortex* yang terbentuk pada bagian *tip* sudu jalan (hal tersebut berlaku jika diameter dalam sudu pengarah sama dengan diameter sudu jalan). Sudut masuk *vortex* pada bagian *inlet* sudu pengarah didesain agar memenuhi hukum *free vortex*.

Pembahasan berikutnya adalah mengenai pembentukan sudu jalan. Seperti yang telah dilakukan pada bab 3, pemilihan profil sudu jalan disesuaikan dengan segitiga kecepatan yang terbentuk pada setiap seksi radial yang dipilih. Segitiga kecepatan tersebut dijadikan acuan untuk menentukan profil airfoil sudu jalan. Seluruh dimensi yang dihitung pada bagian ini sebagian besar mengacu pada standar yang ada pada tulisan Nechleba dan Dixon, hanya bilangan tak berdimensi *hub to tip ratio* yang dibedakan sebagai

variabel bebas. (untuk analisis *hub to tip ratio* dijelaskan pada subab selanjutnya).

Pembahasan terakhir mengenai perancangan adalah pipa hisap. Sebagaimana telah dijelaskan sebelumnya bahwa pipa hisap merupakan komponen utama dari sistem turbin baling-baling saluran terbuka karena dengan tekanan hisap yang dihasilkannya dapat membuat posisi turbin mudah dijangkau oleh operator (di bagian atas). Secara matematis inti perhitungan perencanaannya hanya mencari kombinasi antara panjang dan diameter *outlet* sehingga menghasilkan rugi tinggi jatuh yang paling kecil dengan tetap beracuan pada tinggi jatuh hisap maksimum yang didapatkan dari hasil perhitungan kavitasi. Pada perencanaan ini panjang pipa hisap yang dipilih bukan merupakan nilai kombinasi dengan rugi jatuh paling kecil melainkan nilai panjang pipa hisap yang paling mungkin untuk diterapkan dengan mempertimbangkan ukuran *spiral case*.

4.2.2 Analisis *Hub to Tip Ratio*

Pada perencanaan ini terdapat satu variabel bebas yang digunakan, yaitu *hub to tip ratio* dengan variabel-variabel terkontrolnya adalah debit aliran dan daya pada poros, untuk variabel sisanya dianggap sebagai variabel tetap dengan acuan Nechleba dan Dixon.

Salah satu variabel tetap yang berhubungan langsung dengan *hub to tip ratio* adalah kecepatan aksial. Kecepatan aksial juga berhubungan langsung dengan debit air selaku variabel yang akan dikontrol melalui *hub to tip ratio*. Berdasarkan hubungan matematisnya semakin besar *hub to tip ratio* maka debit air akan semakin mengecil dan apabila dilihat lebih jauh daya yang dihasilkan pada poros akan membesar. Pendekatan matematis itulah yang ingin dibandingkan pada analisis ini.

Rentang nilai *hub to tip ratio* yang lazim digunakan adalah 0,3 – 1, apabila bernilai dibawah 0,3 maka akan terjadi penurunan nilai kecepatan aksial yang pada akhirnya berujung pada penurunan daya yang dihasilkan pada poros (Punit Singh, 2010).

Pendekatan nilai *hub to tip ratio* pertama bersumber dari tulisan Nechleba yang mengaitkan nilai *hub to tip ratio* dengan kecepatan spesifik turbin. Untuk pemetaan singkatnya telah ditampilkan dalam bab 2. Berdasarkan pendekatan tersebut nilai *hub to tip ratio* yang harus digunakan dengan n_s dari turbin yang ada adalah 0,55.

Penelitian yang dilakukan Punit Singh et al mengenai jenis turbin ini dengan cara membuat dua nilai variasi *hub to tip ratio*, yaitu 0,25 dan 0,3 menghasilkan sebuah hipotesa awal bahwa dengan meningkatnya nilai *hub to tip ratio* maka luas permukaan sudu jalan yang terkena aliran mengecil atau dengan kata lain nilai gaya gesek yang terjadi pada sudu jalan juga mengecil. Pengurangan gaya gesek tersebut dapat terlihat pada hasil eksperimen yang telah mereka lakukan, pada *hub to tip ratio* 0,25 daya poros yang dihasilkan adalah 810 Watt sedangkan pada *hub to tip ratio* 0,3 daya poros yang dihasilkan adalah 845 Watt walaupun apabila dilihat dari nilai efisiensi total, eksperimen dengan nilai *hub to tip ratio* 0,25 mempunyai nilai yang lebih tinggi jika dibandingkan dengan nilai *hub to tip ratio* 0,3.

Berdasarkan kedua ulasan singkat tersebut maka dipilihlah nilai *hub to tip ratio* 0,4 dengan hipotesa bahwa daya poros yang dihasilkan tidak berkurang jauh dari standar yang biasa digunakan sebagai imbalannya nilai efisiensi total akan naik.

4.2.3 Analisis Kekuatan

Secara keseluruhan, hasil perhitungan kekuatan menunjukkan bahwa tidak terdapat suatu beban yang berlebihan pada sudu jalan, poros, dan pasak yang akan diterapkan pada sistem turbin baling-baling ini. Untuk sudu jalan pembebanan yang paling besar adalah gaya aksial yang bekerja tepat berada diatas sudu jalan, gaya ini mengakibatkan momen lengkung yang cukup besar tetapi masih dapat diatasi oleh bahan sudu yang dipilih. Gaya sentrifugal dan gaya tangensial yang terjadi pada sudu jalan bernilai cukup kecil apabila dibandingkan dengan kekuatan bahan yang digunakan.

Untuk poros, gaya yang bekerja hanyalah gaya tarik yang disebabkan oleh beban total (sudu jalan ditambah ditambah beban aksial) dan momen

torsi yang diakibatkan oleh putaran sudu jalan. Diameter poros yang dihasilkan merupakan hasil kombinasi dari pembebanan tersebut dikalikan dengan *safety factor* yang digunakan.

Komponen terakhir yang akan dianalisis kekuatannya adalah pasak. Pada pasak semua jenis gaya yang terjadi sangat berhubungan dengan hubungan antara sudu jalan dengan poros. Gaya yang pertama adalah gaya geser yang diakibatkan oleh perputaran sudu jalan terhadap poros sedangkan gaya yang kedua adalah gaya tarik yang disebabkan oleh gaya sentrifugal sudu jalan terhadap poros. Nilai torsi yang digunakan dalam perhitungan merupakan nilai torsi dari poros yang sudah dikalikan dengan *safety factor* sehingga untuk pasak tidak perlu untuk mengalikannya lagi dengan nilai *safety factor*.

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan seluruh proses perencanaan turbin air *open flume* yang telah dilakukan maka dapat disimpulkan hal-hal berikut :

- Dengan daya poros net 1 kW dan tinggi jatuh air yang tersedia 2 m maka dihasilkan sebuah rancangan sisten turbin *open flume* dengan diameter 0,3 m, diameter *hub* 0,12 m, jumlah sudu jalan 6, putaran 1000 rpm, dan perkiraan nilai efisiensi total 50%.

5.2 Saran

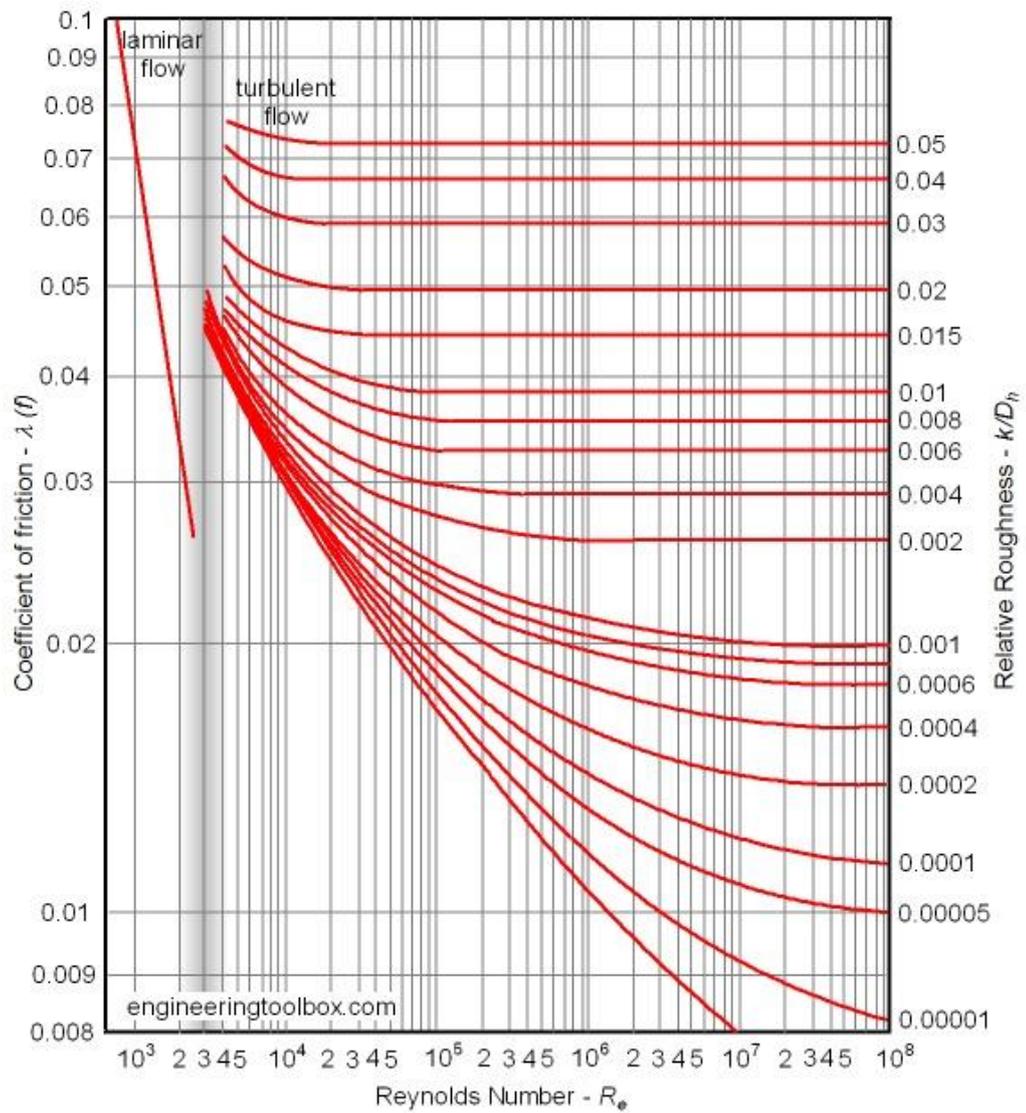
Proses perencanaan sistem tubin air baling-baling saluran terbuka ini hanya ditinjau dari sisi analitis sehingga perlu diverifikasi lebih lanjut tingkat akurasiya dengan menggunakan simulasi ataupun eksperimen.

DAFTAR PUSTAKA

- Directorate General of Electricity and Energy Utilization, (DGEEU).(2010).*Rencana Induk Pengembangan Energi Baru Terbarukan 2010 - 2025*.Jakarta: Kementrian ESDM.
- Direktorat Kawasan Khusus dan Daerah Tertinggal. (2007). *Laporan Akhir Hasil Evaluasi Kebijakan Perencanaan Pembangunan Kawasan Tertinggal*. Jakarta: BAPPENAS.
- Dixon, S.L, Hall, C.A. (2010). *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery Sixth Edition*. USA: Elsevier Inc.
- EIA. (2009). *International Energy Outlook*. Washington, DC: EIA U.S Department of Energy.
- ESDM. (2010). *Handbook of Energy & Economic Statistics of Indonesia*. Jakarta: Center for Energy and Mineral Resources Data and Information on Energy and Mineral Resources.
- Gubin, M.F.(1970). *Draft Tubes of Hydro-Electric Stations*. Moscow: Energiya Press.
- Hamrock, B. J., Jacobson, B., & Schmid, S. R. (1999). *Fundamentals of Machine Elements*. Singapore: McGraw-Hill.
- Hui, P. (2009). *Analytical Solution of Hydraulics Calculation on Cross Sections of Different Spiral Cases*.
- IMIDAP. (2008). *Pedoman Teknis Standarisasi Peralatan dan Komponen Pembangkit Listrik Tenaga Mikrohidro*. Jakarta: Departemen Energi dan Sumber Daya Mineral.
- Khurmi, R. S., & Gupta, J. K. (2005). *First Multicolour Edition: A Text Book of Machine Design*. New Delhi: Eurasia Publishing House.

- Laboratorium Tenaga Air PLN. (1977). *Studi Kavitas PLTA LAMAJAN Jawa Barat*. Jakarta : PT PLN.
- Mahmudsyah, S., Yuwono, T., & Firmansyah, I. (2009). *Pembangunan PLTMH Dompjong 50 kW di Desa Dompjong untuk Mewujudkan Desa Mandiri Energi*. Surabaya: ITS.
- Nechleba, M. (1957). *Hydraulic Turbines Their Design and Equipment*. Czechoslovakia: ARTIA Prague.
- Penche, C., & Minas, i. d. (1998). *Layman's Guidebook on How to Develop a Small Hydro Site*. Brussel: European Small Hydropower Association.
- PT PLN. (2010). *Statistik PLN 2010*. Jakarta: PT PLN.
- Pusat Teknologi Pengembangan Sumber Daya Energi BPPT. (2010). *Outlook Energi Indonesia :Teknologi untuk Mendukung Keandalan Pasokan Energi Listrik* . Jakarta: BPPT – Press.
- Singh, P.,Nestmann, F.(2009). *Experimental optimization of a free vortex propeller runner for microhydro application*.
- Singh, P., Nestmann, F. (2010). *Exit blade geometry and part-load performance of small axial flow propeller turbines: An experimental investigation*.
- Singh, P., Nestmann, F. (2010). *Experimental investigation of the influence of blade height and blade number on the performance of low head axial flow turbines*.
- ZREU (Zentrum fur rationell Energieanwendung und Umwelt GmbH). (2000). *Biomass in Indonesia-Business Guide*.

LAMPIRAN



Hot Rolled Carbon Steel Strip and Sheet (IS : 1079-1968)

Grade	Tensile strength kgf/mm ²	Yield stress kgf/mm ²	Elongation %		C % Max	Mn % Max	S % Max	P % Max	Delivery condition
			Min	Max					
O-1079	-	-	-	-	-	-	0.060	0.060	Hot rolled
D-1079	-	-	-	-	0.12	0.50	0.050	0.040	Annealed
DD-1079	27-40	-	23	-	0.10	0.50	0.040	0.040	Normalized and Descaled
EDD-1079	27-39	-	25	-	0.10	0.50	0.035	0.035	
St 34-079	34-42	21	25	-	0.15	-	0.050	0.050	
St 42-079	42-50	24	22	-	0.25	-	0.050	0.050	
St 50-079	50-60	30	20	-	0.30	-	0.050	0.050	
St 52-079	52-62	36	20	-	0.22	-	0.050	0.050	

IS : 2292 & 2293 - 1974

Shaft diameter (mm) upto and including	Key cross-section		Shaft diameter (mm) upto and including	Key cross-section	
	Width (mm)	Thickness (mm)		Width (mm)	Thickness (mm)
6	2	2	85	25	14
8	3	3	95	28	16
10	4	4	110	32	18
12	5	5	130	36	20
17	6	6	150	40	22
22	8	7	170	45	25
30	10	8	200	50	28
38	12	8	230	56	32
44	14	9	260	63	32
50	16	10	290	70	36
58	18	11	330	80	40
65	20	12	380	90	45
75	22	14	440	100	50