



**STUDI BESAR SUDUT BUSUR SEMBUR NOSEL TERHADAP
KARAKTERISTIK TURBIN AIR ARUS LINTANG**

**DISERTASI
PROGRAM DOKTOR TEKNIK MESIN
MINAT KONVERSI ENERGI**

**Diajukan untuk Memenuhi Persyaratan
Memperoleh Gelar Doktor Teknik**



Disusun oleh :

Djoko Sutikno

NIM : 127060200111024

**UNIVERSITAS BRAWIJAYA
FAKULTAS TEKNIK
MALANG
2019**

DISERTASI

**STUDI BESAR SUDUT BUSUR SEMBUR NOSEL TERHADAP
KARAKTERISTIK TURBIN AIR ARUS LINTANG**

DJOKO SUTIKNO

127060200111024

Telah dipertahankan di depan komisi penguji
pada tanggal 9 Maret 2019
dinyatakan telah memenuhi syarat
untuk memperoleh gelar Doktor Teknik

Komisi Pembimbing

Pembimbing Utama

Pembimbing Pendamping I

Prof. Dr. Ir. Rudy Soenoko, M.Eng. Sc.

Prof. Ir. Sudjito Soeparman, Ph.D.

Pembimbing Pendamping 2

Dr. Slamet Wahyudi, S.T., M.T.

Malang,

Universitas Brawijaya
Fakultas Teknik, Jurusan Teknik Mesin
Ketua Program Doktor Teknik Mesin

Prof. Ir. ING Wardana, M.Eng., Ph.D.

NIP. 19590703 198303 1 002



PERNYATAAN ORIGINALITAS DISERTASI

Saya menyatakan dengan sebenar-benarnya bahwa sepanjang pengetahuan saya dan berdasarkan hasil penelusuran berbagai karya ilmiah, gagasan dan masalah ilmiah yang diteliti dan diulas di dalam Naskah DISERTASI ini adalah asli dari pemikiran saya, tidak terdapat karya ilmiah yang pernah diajukan oleh orang lain untuk memperoleh gelar akademik di suatu Perguruan Tinggi, dan tidak terdapat karya atau pendapat yang pernah ditulis atau diterbitkan oleh orang lain, kecuali yang secara tertulis dikutip dalam naskah ini dan disebutkan dalam sumber kutipan dan daftar pustaka.

Apabila ternyata di dalam naskah DISERTASI ini dapat dibuktikan terdapat unsur-unsur jiplakan, saya bersedia DISERTASI dibatalkan, serta diproses sesuai dengan peraturan perundang-undangan yang berlaku. (UU No. 20 Tahun 2003, Pasal 25 ayat 2 dan pasal 70)

Malang, 9 Maret 2019

Mahasiswa,



Djoko Sutikno
127060200111024



RIWAYAT HIDUP

Djoko Sutikno, lahir di Sidoarjo 09 Oktober 1954 adalah anak pertama dari 8 bersaudara. Nama ayah Suprijanto, nama ibu Ya'atimunah. Riwayat pendidikan : SD Plosoarang Blitar; SMP Negeri 1 Blitar, STM Negeri Blitar. Gelar Insinyur Teknik Mesin diperoleh dari Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Brawijaya. Gelar Master of Engineering diperoleh dari University of Technology, Sydney Australia. Memiliki 4 orang anak, nama isteri Sutiwi (almarhumah). Semenjak tahun 1983 sampai sekarang sebagai dosen Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Brawiya.

Malang, 23 April 2019

Djoko Sutikno.



UCAPAN TERIMA KASIH

Puji syukur saya panjatkan ke hadirat Allah SWT, Tuhan Yang Maha Pengasih dan Penyayang atas berkah dan rahmatNya yang telah diberikan kepada saya, sehingga saya dapat menyelesaikan studi tingkat doktoral di Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya dengan disertasi berjudul “Studi Besar Sudut Sembur Nosel terhadap Karakteristik Turbin Air Arus Lintang” Selama proses penelitian, penulisan jurnal internasional hingga selesainya penulisan disertasi ini, tentunya tidak terlepas dari berbagai pihak yang telah memberikan bantuan baik berupa moril maupun materiil.

Kepada Prof.DR.Ir.Rudy Soenoko, MEngSc. sebagai pembimbing utama, Prof. Ir. Sudjito Soeparman PhD sebagai pembimbing pendamping I dan DR. Slamet Wahyudi ST,MT sebagai pembimbing pendamping 2 saya ucapkan terima kasih atas bimbingan, masukan dan saran berharga yang diberikan kepada saya.

Terima kasih kepada para Rektor Universitas Brawijaya, para dekan, para ketua Jurusan Teknik Mesin dan jajarannya periode 2012 s/d 2019 yang telah memberikan kesempatan ataupun biaya pendidikan selama saya menempuh studi.

Kepada Prof.DR.Ir. Rudy Soenoko, MEngSc., Prof.Ir. Sudjito Soeparman PhD., DR. Slamet Wahyudi ST,MT., Prof. Ir. I.N.G. Wardana, M.Eng, PhD., Prof. Ir. Pratikto, MT.dan Prof.Dr. Ir. Djoko Kustono, M.Pd. saya sampaikan penghargaan yang setinggi-tingginya atas koreksi dan masukan yang berharga untuk perbaikan disertasi ini.

Ucapan terima kasih dan penghargaan yang setinggi tingginya saya tujukan kepada Prof. Ir. I.N.G. Wardana M.Eng. selaku ketua Program Studi Doktor Teknik Mesin Universitas Brawijaya, kepada Ir. Djarot Darmadi MT, PhD. selaku ketua Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya dan kepada DR. Femi ST,MT dosen



Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya yang mana beliau-beliau telah banyak memberikan semangat dan bantuan pemikiran dalam penyelesaian studi saya.

Ucapan terima kasih kepada teman-teman bidang studi konversi energi angkatan 2012, kepada Ir. Sujadmiko MT, Dra. Murti Astuti, DR. Ir. Hari Santoso, MT., Ir. Yulius S. MT., Sdr. Ponco (lab. Mesin-Mesin Fluida) atas diskusi dan bantuan yang diberikan saat pelaksanaan penelitian untuk disertasi ini.

Terima kasih yang tak terhingga untuk almarhumah isteri saya Dra. Sutiwi yang semasa hidupnya selalu dengan penuh kesabaran dalam memberikan ‘support’ kepada saya untuk studi lanjut. “Matur suwun” kepada ibunda saya Ya’atimunah, anak-anak saya Francisca Gayuh Utami Dewi, Garishinta Wahyu Lembut Wibawati, Hefty Shilvya Arung Bekti dan Ilham Gurat Adillion, seluruh cucu-cucu, menantu-menantu dan adik-adik saya yang selalu memberikan semangat. Untuk menantu saya Dwi Armanda dan besan saya bapak Arsono yang telah dengan senang hati membantu dalam pembuatan model uji penelitian, saya sampaikan terima kasih.

Kepada semua pihak yang telah membantu dalam proses studi saya, yang namanya tidak saya sebutkan satu persatu, saya sampaikan terima kasih semoga perhatian dan bantuannya dibalas oleh Allah SWT sebagai amal sholeh. Aamiin.

Djoko Sutikno.



RINGKASAN

Tujuan dari studi eksperimen ini adalah untuk mengetahui perbedaan karakteristik dari tiga pasang turbin air arus lintang yang didesain dengan sudut busur sembur yang berbeda (75° , 90° dan 120°) dimana masing-masing pusat jari-jari kelengkungan atap nosel terletak pada sumbu poros roda turbin. Uji karakteristik terhadap tiga buah turbin model tersebut (pada variasi putaran dan kapasitas aliran) dilakukan di Laboratorium Mesin Mesin Fluida Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik – Universitas Brawijaya.

BAB I berisi uraian singkat mengenai konsumsi/kebutuhan energi listrik, pembangkitan energi listrik dan sumber energi yang tersedia di dunia. Bab ini juga menyajikan konsumsi/kebutuhan energi listrik, pembangkitan energi listrik dan sumber energi yang tersedia di Indonesia. Potensi energi air yang tersedia dan yang telah dimanfaatkan di Indonesia disampaikan dalam rangka menggambarkan bahwa di Indonesia masih terdapat banyak potensi tenaga air yang belum dimanfaatkan untuk pembangkit tenaga listrik dalam rangka penyediaan energi listrik. Tujuan dan lingkup studi disajikan dalam bab ini.

BAB II menyajikan *literature review*, dalam bab ini disajikan eksperimen yang telah dilakukan oleh para peneliti dalam rangka mempelajari dan memperbaiki kinerja turbin air arus lintang. Teori dasar konversi energi dan pertimbangan perancangan turbin arus lintang disampaikan secara detail dalam rangka mendasari penentuan dimensi model uji. Selanjutnya dalam bab ini disajikan formula untuk menghitung diameter dan lebar roda turbin, jari jari sudu, jari jari atap dan tinggi nosel yang disertai pertimbangan ketersediaan potensi hidro, ketersediaan material dan kemampuan bengkel pembuat turbin. Dalam hal ini faktor faktor tersebut dapat mempengaruhi penentuan ukuran turbin arus lintang.



BAB III menetapkan kerangka konsep dan hipotesis. Variabel bebas pada penelitian ini adalah dimensi turbin model, kapasitas aliran dan putaran operasi turbin model. Dalam penelitian ini digunakan 3 buah turbin model yang memiliki diameter, jumlah sudu, sudut masuk pancaran air dan kelengkungan atap nosel yang sama. Jari-jari kelengkungan atap nosel merupakan fungsi dari sudut busur sembur dan berpusat pada sumbu roda turbin. Selanjutnya ketiga model tersebut didesain dengan sudut busur sembur dan lebar roda turbin yang berbeda. Variabel terikat yang ingin diketahui adalah, karakteristik kinerja dan pola aliran air selama memberikan aksi/ melewati roda turbine. Kinerja turbin air yang dimaksud adalah meliputi daya bangkitan dan efisiensi turbin. Sedangkan variabel terikat yang penting juga untuk diketahui adalah perbandingan kecepatan, kecepatan spesifik, putaran liar, perbandingan head, perbandingan kapasitas aliran dan perbandingan putaran.

Hipotesis pada penelitian ini adalah bahwa : a) perubahan parameter operasi turbin (head, kapasitas aliran dan putaran turbin) akan berpengaruh terhadap karakteristik kinerja turbin air arus lintang, b) perbedaan besar sudut busur sembur nosel berpengaruh terhadap karakteristik kinerja turbin air arus lintang, dan c) perbedaan besar sudut busur sembur nosel berpengaruh terhadap pola aliran air yang beraksi pada turbin air arus lintang.

BAB IV berisi penjelasan berkenaan dengan metode, lokasi, variabel, dan analisis data penelitian. Metode penelitian yang dilakukan adalah penelitian eksperimen dengan menggunakan 3 model turbin uji yang dilaksanakan di laboratorium mesin-mesin fluida jurusan mesin fakultas teknik universitas brawijaya. Variabel bebas dalam penelitian ini adalah sudut busur sembur nosel, kapasitas aliran alir dan putaran poros turbin model. Variabel terkontrol yang dipilih adalah diameter roda turbin, jari-jari kelengkungan atap nosel, jari-jari kelengkungan sudu dan luas penampang nosel. Variabel terikat yang dipilih adalah daya bangkitan, efisiensi, perbandingan kecepatan serta putaran liar. Analisis data dilakukan dengan menggunakan formula yang disajikan pada sub bab 2.5 dan hasil penelitian disajikan dalam bentuk grafik pada BAB V.



BAB V memuat hasil penelitian dan pembahasan. Hasil penelitian disajikan dalam bentuk grafik yang menunjukkan kinerja masing masing model. Perbandingan kinerja dari ketiga turbin model dan visualisasi aliran aliran air melewati roda turbin yang terjadi pada saat uji kinerja dilakukan. Pembahasan yang diberikan merupakan interpretasi hasil penelitian yang akan berguna untuk memberikan pertimbangan kepada operator turbin dalam mengoperasikan turbin air arus lintang dan atau memberikan pertimbangan kepada desainer dalam menentukan ukuran utama turbin air arus lintang.

BAB VI memberikan kesimpulan dan saran. Dalam kesimpulan disampaikan hal hal yang penting berdasarkan hasil penelitian, mengenai kinerja turbin air arus lintang berkenaan dengan daerah atau titik pengoperasian turbin air arus lintang dalam rangka pemanfaatan energi hidro secara efektif dan efisien. Dalam saran disampaikan pertimbangan penentuan parameter desain dan studi lebih lanjut berkenaan dengan usaha untuk memperbaiki efisiensi turbin air arus lintang.



ABSTRACT

This experimental study is intended to investigate performance characteristics of three cross flow turbine models designed on the same value of flow rates, runner diameters and rotational speeds; but each turbine model having the different value of runner width as well as nozzle entry arc. Both of the nozzle and runner widths were designed as the function of the nozzle entry arc, therefore the shorter pair of runner-nozzle width the larger nozzle entry arc and vice versa. The nozzle entry arcs used in this experimental study were 75° , 90° and 120° . In addition, the nozzle of each model has the same cross-sectional area and the roof of each nozzle was designed having roof curvature radius centered on shaft axis. Therefore, the nozzle roof curvatures were expected to be able to deliver water in the better direction as well as its flow condition as the water entering the turbine runner. The magnitude of the nozzle entry arc determines the number of active vanes pounded by the jet of water coming out of the subsequence nozzle, these conditions would affect the pattern of water flow at the moment of passing through the empty space of turbine wheel and then this flow pattern believed to affect the performance characteristic of cross flow turbine. The conditions of water flowing through the empty space of the runner were taken by a camera in order to gather material discussions related with the efficiencies and power produced by each turbine model.

The results and discussion are well presented in the chapter V, the conclusion and recommendation are delivered in the chapter VI

**TIM PENGUJI UJIAN TERBUKA DISERTASI**

Ujian terbuka disertasi : Selasa 23 April 2019

Nama : Djoko Sutikno

No. Mahasiswa : 127060200111024

Program Doktor : Teknik Mesin

Kekhususan : Konversi Energi

Judul Disertasi : Studi Besar Sudut Busur Sembur Nosel terhadap Karakteristik Turbin Air Arus Lintang.

Promotor : Prof. DR .Ir. Rudy Soenoko, M.Eng.Sc.

Anggota : Prof. DR. Ir. Sudjito Soeparman, PhD.
: DR. Slamet Wahyudi, ST.MT.

Penguji :

Penguji I : Prof. DR. Ir. Pratikto, MT.

Penguji II : Prof. Ir. ING Wardana, M.Eng., PhD.

Penguji Tamu : Prof. DR. Ir. Djoko Kustono, M.Pd.



KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan ke hadirat Allah Tuhan Yang Maha Esa, atas segala berkah dan rahmatNya sehingga penulis dapat menyelesaikan penelitian dan penulisan disertasi dengan judul “Studi Besar Sudut Busur Sembur Nosel terhadap Karakteristik Turbin Air Arus Lintang. Penulis telah banyak mendapatkan bantuan dan masukan dari berbagai pihak dalam menyelesaikan disertasi ini. Kepada para pembimbing: pembimbing utama, pembimbing 1 dan pembimbing 2 serta para penguji dari internal program studi dan penguji tamu, penulis menyampaikan terima kasih atas masukan dan arahan yang diberikan. Terima kasih juga penulis sampaikan kepada pejabat universitas, fakultas dan jurusan atas bantuan, saran dan dorongan yang diberikan sehingga penulis dapat menyelesaikan studi ini.

Walaupun penulis telah berusaha semaksimal mungkin dalam meneliti dan menyelesaikan penulisan disertasi ini, tentunya masih jauh dari sempurna, untuk itu penulis mohon maaf atas kekurangan yang ditemui dan dengan sangat senang hati untuk menerima kritik dan saran yang diberikan oleh para pemerhati pengembangan ilmu keteknikan. Akhirnya penulis berharap semoga disertasi ini bermanfaat untuk pengembangan ilmu pengetahuan.

Malang, 23 April 2019

penulis



DAFTAR ISI

	Halaman
HALAMAN JUDUL	i
KOMISI PEMBIMBING	ii
LEMBAR PERNYATAAN ORISINALITAS	iii
SERTIFIKAT BEBAS PLAGIASI	iv
LEMBAR RIWAYAT HIDUP	v
LEMBAR UCAPAN TERIMA KASIH	vi
LEMBAR RINGKASAN	viii
ABSTRACT	xi
TIM PENGUJI UJIAN TERBUKA DISERTASI	xii
KATA PENGANTAR	xiii
DAFTAR ISI	xiv
DAFTAR TABEL	xix
DAFTAR GAMBAR	xx
DAFTAR LAMPIRAN	xxvi
DAFTAR SIMBOL	xxvii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.1.1 Prediksi penduduk Indonesia	1
1.1.2 Kebutuhan bahan bakar pembangkitan tenaga listrik dan tarif listrik di Indonesia	2
1.1.3 Program Indonesia terang	4
1.2 Pentingnya Studi Karakteristik Turbin Air Arus Lintang	5
1.3 Permasalahan	9
1.4 Tujuan Penelitian	10
1.5 Manfaat Penelitian	10
1.6 Metodologi Penelitian	10
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	11
2.1 Pemanfaatan Sumber Daya Energi Baru dan Terbarukan	11
2.1.1 Potensi sumber daya energi baru dan terbarukan	11



2.1.2 Pembangkit listrik tenaga air	13
2.1.3 Turbin air	14
2.2 Bagian Bagian Utama Dari Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Air ..	18
2.2.1 Bendungan.....	18
2.2.2 Saringan Penahan Sampah	18
2.2.3 Pipa pesat	18
2.2.4 Pipa pelepas tekanan (<i>surge tank</i>)	19
2.2.5 Waduk /bak penampung atas	19
2.2.6 Pintu Pengambilan (<i>Intake Gate</i>)	20
2.2.7 Gedung Pembangkit (<i>Power House</i>)	20
2.2.8 Turbin air	21
2.2.9 Generator	24
2.2.10 Pesawat angkat (ohc overhead travelling crane)....	26
2.2.11 Bengkel reparasi	27
2.2.12 Saluran buang (<i>tailrace</i>)	28
2.2.13 Tangga ikan	28
2.2.14 Transformator	28
2.2.15 Beban penyeimbang (<i>dummy load</i>)	28
2.2.16 Perangkat pengaman bangkitan listrik	28
2.2.17 Jaringan penghantar listrik	29
2.3 Turbin air arus lintang atau turbin banki (<i>crossflow turbine</i>).....	29
2.4 Fabrikasi Turbin Air Arus Lintang	30
2.5 Sejarah Perkembangan Turbin Air Arus Lintang	31
2.6 Teori Turbin Air Arus Lintang	38
2.6.1 Transformasi energi	38
2.6.2 Efisiensi	45
2.6.3 Energi yang ditranfer pada masing-masing tingkat.....	48
2.6.4 Sudut Masuk Pancaran Air α_1	53
2.6.5 Sudut kelengkungan sudu β	53
2.6.6 Diameter bagian dalam roda jalan turbin D_2	54
2.6.7 Jari-jari sudu roda jalan p	57
2.6.8 Panjang busur sudu roda jalan L_s	59
2.6.9 Jarak sudu dan tinggi lorong.....	60
2.6.10 Radius kelengkungan atap nosel R	63
2.6.11 Hukum similaritas	65
2.6.12 Kecepatan spesifik N_s	66
2.6.13 Unit Conditions N_u	66
2.7 Parameter kinerja turbin air	67
2.7.1 Head turbin (H_T)	67
2.7.2 Daya air (Water Horse Power = WHP)	68
2.7.3 Daya poros (Brake Horse Power = BHP)	68



2.7.4 Efisiensi turbin air (η_t)	69
BAB III KERANGKA KONSEP PENELITIAN	70
3.1 Kerangka Konsep	70
3.2 Hipotesis	76
BAB IV METODE PENELITIAN	77
4.1 Metode Penelitian	77
4.2 Lokasi Penelitian	78
4.3 Variabel Penelitian	78
4.4 Data Penelitian	78
4.4.1 Dimensi turbin model arus lintang yang diuji	78
4.4.2 Skema instalasi pengujian	79
4.4.3 Prosedur pengujian	80
4.4.4 Fomat dan pengambilan data uji	80
4.4.5 Pengambilan foto aliran air melalui bagian dalam roda turbin	82
4.5 Analisis Data	82
BAB V HASIL DAN PEMBAHASAN	84
5.1 Intalasi Uji Turbin Air Arus Lintang (<i>Test Rig</i>)	84
5.2 Karakteristik Model Uji Dengan Busur Sembur 75°	85
5.2.1 Hubungan antara bangkitan daya turbin terhadap kapasitas aliran (BHP Vs Q)	86
5.2.2 Hubungan antara bangkitan daya poros turbin terhadap head (BHP Vs H)	88
5.2.3 Hubungan antara efisiensi turbin terhadap kapasitas aliran (η Vs Q)	89
5.2.4 Hubungan antara efisiensi turbin terhadap ratio kapasitas aliran (η Vs Q_d/Q)	90
5.2.5 Hubungan antara efisiensi turbin terhadap head (η Vs H)	91
5.2.6 Hubungan antara efisiensi turbin terhadap perbandingan head (η Vs H_d/H)	92
5.2.7 Hubungan antara efisiensi turbin terhadap perbandingan kecepatan (η Vs U/V)	93
5.2.8 Hubungan antara efisiensi turbin terhadap bangkitan daya (η Vs BHP)	95
5.2.9 Hubungan antara efisiensi turbin terhadap kecepatan spesifik (η Vs N_s)	96



5.2.10 Hubungan antara efisiensi turbin terhadap putaran/putaran liar (η Vs N/N_{run})	97
5.2.11 Hubungan daya bangkitan terhadap perbandingan kecepatan (BHP vs U/V).....	98
5.2.12 Hubungan kecepatan spesifik terhadap perbandingan kecepatan (N_s Vs U/V)	99
5.3 Karakteristik Model Uji Dengan Busur Sembur 75°	100
5.3.1 Hubungan antara bangkitan daya turbin terhadap kapasitas aliran (BHP Vs Q)	100
5.3.2 Hubungan antara bangkitan daya poros turbin terhadap head (BHP Vs H)	101
5.3.3 Hubungan antara efisiensi turbin terhadap kapasitas aliran (η Vs Q)	103
5.3.4 Hubungan antara efisiensi turbin terhadap ratio kapasitas aliran (η Vs Q_d/Q).....	104
5.3.5 Hubungan antara efisiensi turbin terhadap head (η Vs H)	105
5.3.6 Hubungan antara efisiensi turbin terhadap perbandingan head (η Vs H_d/H)	106
5.3.7 Hubungan antara efisiensi turbin terhadap perbandingan kecepatan (η Vs U/V)	107
5.3.8 Hubungan antara efisiensi turbin terhadap bangkitan daya (η Vs BHP)	108
5.3.9 Hubungan antara efisiensi turbin terhadap kecepatan spesifik (η Vs N_s)	110
5.3.10 Hubungan antara efisiensi turbin terhadap putaran/putaran liar (η Vs N/N_{run})	111
5.3.11 Hubungan daya bangkitan terhadap perbandingan kecepatan (BHP vs U/V).....	112
5.3.12 Hubungan kecepatan spesifik terhadap perbandingan kecepatan (N_s Vs U/V)	113
5.4 Karakteristik Model Uji Dengan Busur Sembur 90°	114
5.4.1 Hubungan antara bangkitan daya turbin terhadap kapasitas aliran (BHP Vs Q)	114
5.4.2 Hubungan antara bangkitan daya poros turbin terhadap head (BHP Vs H)	115
5.4.3 Hubungan antara efisiensi turbin terhadap kapasitas aliran (η Vs Q)	117
5.4.4 Hubungan antara efisiensi turbin terhadap ratio kapasitas aliran (η Vs Q_d/Q).....	118
5.4.5 Hubungan antara efisiensi turbin terhadap head (η Vs H)....	119



5.4.6 Hubungan antara efisiensi turbin terhadap perbandingan head ($\dot{\eta}$ Vs H_d/H)	121
5.4.7 Hubungan antara efisiensi turbin terhadap perbandingan kecepatan ($\dot{\eta}$ Vs U/V)	122
5.4.8 Hubungan antara efisiensi turbin terhadap bangkitan daya (η Vs BHP)	123
5.4.9 Hubungan antara efisiensi turbin terhadap kecepatan spesifik (η Vs N_s)	124
5.4.10 Hubungan antara efisiensi turbin terhadap putaran/putaran liar ($\dot{\eta}$ Vs N/N_{run})	125
5.4.11 Hubungan daya bangkitan terhadap perbandingan kecepatan (BHP vs U/V).....	126
5.4.12 Hubungan kecepatan spesifik terhadap perbandingan kecepatan (N_s Vs U/V)	127
5.5 Perbandingan Karakteristik Hasil Uji Dari Ketiga Model	128
5.5.1 Perbandingan hasil uji dari ketiga model mengenai hubungan antara bangkitan daya poros terhadap kapasitas aliran air masuk turbin (bhp vs q)	128
5.5.2 Perbandingan hasil uji dari ketiga model mengenai hubungan antara bangkitan daya poros turbin terhadap head (BHP Vs H)	134
5.5.3 Perbandingan hasil uji dari ketiga model mengenai hubungan antara efisiensi turbin terhadap kapasitas aliran air ($\dot{\eta}$ Vs Q)	139
5.5.4 Perbandingan hasil uji dari ketiga model mengenai hubungan antara efisiensi turbin terhadap ratio kapasitas aliran ($\dot{\eta}$ Vs Q_d/Q).....	144
5.5.5 Perbandingan hasil uji dari ketiga model mengenai hubungan antara efisiensi turbin terhadap head (η Vs H)	151
5.5.6 Perbandingan hasil uji dari ketiga model mengenai hubungan antara efisiensi turbin terhadap perbandingan head ($\dot{\eta}$ Vs H_d/H)	156
5.5.7 Perbandingan hasil uji dari ketiga model mengenai hubungan antara efisiensi turbin terhadap perbandingan kecepatan (η Vs U/V)	166
5.5.8 Perbandingan hasil uji dari ketiga model mengenai hubungan antara efisiensi turbin terhadap bangkitan daya poros ($\dot{\eta}$ Vs BHP)	171
5.5.9 Perbandingan hasil uji dari ketiga model mengenai hubungan antara efisiensi turbin terhadap kecepatan spesifik (η Vs N_s)	177



5.5.10 Perbandingan hasil uji dari ketiga model mengenai hubungan antara efisiensi turbin terhadap putaran/putaran liar (η Vs N/N_{run})	180
5.5.11 Perbandingan hasil uji dari ketiga model mengenai hubungan daya bangkitan terhadap perbandingan kecepatan (BHP Vs U/V)	188
5.5.12 Perbandingan hasil uji dari ketiga model mengenai hubungan kecepatan spesifik terhadap perbandingan kecepatan (N_s Vs U/V)	191
5.5.13 Hubungan sudut busur sembur dan efisiensi maksimum	197
5.6 Visualisasi Jejak Aliran Air Di Dalam Roda Turbin	200
5.6.1 Visualisasi jejak aliran air melewati roda turbin dengan nosel bersudut busur sembur $\theta = 75^\circ$	201
5.6.2 Visualisasi jejak aliran air melewati roda turbin dengan nosel berbusur sembur 90°	205
5.6.3 Visualisasi jejak aliran air melewati roda turbin dengan nosel berbusur sembur 120°	209
5.6.4 Perbandingan kecepatan, efisiensi dan visualisasi jejak aliran air melewati roda turbin turbin pada berbagai putaran	213
BAB VI KESIMPULAN DAN SARAN	223
6.1 Kesimpulan	224
6.2 Saran	225
DAFTAR PUSTAKA	229
LAMPIRAN	



DAFTAR TABEL

Nomer	Judul	Halaman
Tabel 1.1	Data dan perkiraan jumlah penduduk Indonesia	1
Tabel 2.1	Sumber daya energi baru dan terbarukan	13
Tabel 2.2	Proses pembuatan roda turbin dan nosel	31
Tabel 2.3	Kronologis penelitian eksperimental dan studi analisa	37
Tabel 4.1	Dimensi model pasangan roda turbin nosel	79
Tabel 4.2	Form data pengujian untuk sudut sembur..... ^o	81



DAFTAR GAMBAR

Nomer	Judul	Halaman
		xxi
Gambar 1.1	Model uji dengan nosel bersudut busur sembur 75°	7
Gambar 1.1	Model uji dengan nosel bersudut busur sembur 90°	8
Gambar 1.1	Model uji dengan nosel bersudut busur sembur 120°	8
Gambar 2.1	Skema instalasi turbin air aksi	15
Gambar 2.2	Instalasi turbin air reaksi yang diinstal di atas permukaan air bawah	16
Gambar 2.3	Instalasi turbin air reaksi yang diinstal di bawah permukaan air	16
Gambar 2.4	Pemilihan turbin air berdasarkan daerah operasi head dan kapasitas	17
Gambar 2.5	Pemilihan turbin air berdasarkan daerah operasi head dan kapasitas aliran	17
Gambar 2.6	Turbin arus lintang (Banki)	30
Gambar 2.7	Aliran ideal dari air melalui suatu roda jalan turbin arus lintang.....	40
Gambar 2.8.a.	Segitiga kecepatan dan segitiga kecepatan tingkat 1	43
Gambar 2.8.b.	Kombinasi segitiga kecepatan tingkat 1 dan 2	44
Gambar 2.9	Garafik efisiensi η terhadap sudut serang α	47
Gambar 2.10	Efisiensi turbin arus lintang (Ossberger turbine) diperbandingkan terhadap efisiensi turbin Francis pada operasi pembebanan parsial	48
Gambar 2.11	Jar jari kelengkungan sudu roda turbin arus lintang (Banki, $CA=CB$)	58
Gambar 2.12	Jarak antar sudu t_1 dan tinggi lorong sudu s_0 dari turbin arus linta	62
Gambar 2.13	Jari-jari kelengkungan atap nosel.	64
Gambar 3.1	Prediksi kolosi pancaran air antar lorong sudu dalam rongga roda turbin	71
Gambar 3.2	Kerangka konsep penelitian	75
Gambar 4.1	Skema prinsip pengujian karakteristik turbin model	77
Gambar 4.2	Skema instalasi pengujian turbin air arus lintang	79
Gambar 4.3	Diagram alir penelitian	83
Gambar 5.1	Grafik hubungan antara bangkitan daya poros dan kapasitas aliran (turbin model dengan $\theta = 75^\circ$).....	86
Gambar 5.2	Grafik hubungan antara Bangkitan daya poros terhadap Head (turbin model dengan $\theta = 75^\circ$)	88
Gambar 5.3	Grafik hubungan antara efisiensi dan kapasitas aliran (flow rate) (turbin model dengan $\theta = 75^\circ$)	89
Gambar 5.4	Grafik hubungan antara efisiensi dan perbandingan kapasitas aliran (turbin model dengan $\theta = 75^\circ$)	91
Gambar 5.5	Grafik hubungan antara efisiensi dan head turbin (dengan $\theta = 75^\circ$)....	92
Gambar 5.6	Grafik efisiensi vs perbandingan head (dengan $\theta = 75^\circ$)	93
Gambar 5.7	Grafik hubungan antara efisiensi η dan perbandingan kecepatan U/V (turbin model dengan $\theta = 75^\circ$)	94



Gambar 5.8 Grafik hubungan antara efisiensi terhadap bangkitan daya (turbin model dengan $\theta = 75^{\circ}$).....	95
Gambar 5.9 Grafik hubungan antara efisiensi terhadap kecepatan spesifik (turbin model dengan $\theta = 75^{\circ}$)	96
Gambar 5.2.10 Grafik hubungan antara efisiensi terhadap perbandingan putaran operasi dan putaran liar (turbin model dengan $\theta = 75^{\circ}$).....	97
Gambar 5.11 Grafik hubungan antara Bangkitan daya poros (BHP) terhadap perbandingan kecepatan U/V (turbin model dengan $\theta = 75^{\circ}$).....	98
Gambar 5.12 Grafik hubungan kecepatan spesifik terhadap perbandingan kecepatan N_s vs U/V (turbin model dengan $\theta = 75^{\circ}$)	99
Gambar 5.13 Grafik hubungan antara bangkitan daya terhadap kapasitas aliran (turbin model dengan $\theta = 90^{\circ}$)	100
Gambar 5.14 Grafik hubungan antara Bangkitan daya poros terhadap Head (turbin model dengan $\theta = 90^{\circ}$)	102
Gambar 5.15 Grafik hubungan antara efisiensi dan kapasitas aliran (flow rate) (turbin model dengan $\theta = 90^{\circ}$)	103
Gambar 5.16 Grafik hubungan antara efisiensi dan perbandingan kapasitas aliran (turbin model dengan $\theta = 90^{\circ}$)	104
Gambar 5.17 Grafik hubungan antara efisiensi dan head (model dengan $\theta = 90^{\circ}$)	106
Gambar 5.18 Grafik hubungan antara efisiensi dan perbandingan head (turbin model dengan $\theta = 90^{\circ}$)	107
Gambar 5.19 Grafik hubungan antara efisiensi dan perbandingan kecepatan (turbin model dengan $\theta = 90^{\circ}$) dengan $\theta = 90^{\circ}$)	107
Gambar 5.20 Grafik hubungan efisiensi dan bangkitan daya (model dng $\theta = 90^{\circ}$)	109
Gambar 5.21 Grafik hubungan antara efisiensi terhadap kecepatan spesifik (turbin model dengan $\theta = 90^{\circ}$)	110
Gambar 5.22 Grafik hubungan antara efisiensi terhadap perbandingan putaran operasi dan putaran liar (turbin model dengan $\theta = 90^{\circ}$)	111
Gambar 5.23 Grafik hubungan antara Bangkitan daya poros (BHP) terhadap perbandingan kecepatan U/V (turbin model dengan $\theta = 90^{\circ}$)	112
Gambar 5.24 Grafik hubungan kecepatan spesifik terhadap perbandingan kecepatan N_s vs U/V (turbin model dengan $\theta = 90^{\circ}$)	113
Gambar 5.25 Grafik hubungan antara bangkitan daya dan kapasitas aliran (turbin model dengan $\theta = 120^{\circ}$)	114
Gambar 5.26 Grafik hubungan antara Bangkitan daya poros terhadap Head (turbin model dengan $\theta = 120^{\circ}$)	116
Gambar 5.27 Grafik hubungan antara efisiensi terhadap kapasitas aliran (flow rate) (turbin model dengan $\theta = 120^{\circ}$)	117
Gambar 5.28 Grafik hubungan antara efisiensi dan perbandingan kapasitas aliran (turbin model dengan $\theta = 120^{\circ}$)	118
Gambar 5.29 Grafik hubungan antara efisiensi dan head (model dengan $\theta =$	120

120^o)

- Gambar 5.30 Grafik hubungan antara efisiensi dan perbandingan head (turbin model dengan $\theta = 120^{\circ}$) 121
- Gambar 5.31 Grafik hubungan antara efisiensi dan perbandingan kecepatan (turbin model dengan $\theta = 120^{\circ}$) 122
- Gambar 5.32 Grafik hubungan antara efisiensi terhadap bangkitan daya poros turbin model dengan $\theta = 120^{\circ}$) 123
- Gambar 5.33 Grafik hubungan antara efisiensi terhadap kecepatan spesifik (turbin model dengan $\theta = 120^{\circ}$) 124
- Gambar 5.34 Grafik hubungan antara efisiensi terhadap perbandingan putaran operasi dan putaran liar (turbin model dengan $\theta = 120^{\circ}$) 125
- Gambar 5.35 Grafik hubungan antara Bangkitan daya poros (BHP) terhadap perbandingan kecepatan U/V (turbin model dengan $\theta = 120^{\circ}$) 126
- Gambar 5.36 Grafik hubungan kecepatan spesifik terhadap perbandingan kecepatan (N_s vs U/V untuk turbin model dengan $\theta = 120^{\circ}$) 127
- Gambar 5.37_a Grafik perbandingan karakteristik BHP vs Q pada putaran 50 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^{\circ}$, $\theta = 90^{\circ}$, $\theta = 120^{\circ}$ 129
- Gambar 5.37_b Grafik perbandingan karakteristik BHP vs Q pada putaran 100 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^{\circ}$, $\theta = 90^{\circ}$, $\theta = 120^{\circ}$ 130
- Gambar 5.37_c Grafik perbandingan karakteristik BHP vs Q pada putaran 150 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^{\circ}$, $\theta = 90^{\circ}$, $\theta = 120^{\circ}$ 130
- Gambar 5.37_d Grafik perbandingan karakteristik BHP vs Q pada putaran 250 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^{\circ}$, $\theta = 90^{\circ}$, $\theta = 120^{\circ}$ 131
- Gambar 5.37_e Grafik perbandingan karakteristik BHP vs Q pada putaran 300 rpm untuk turbin model dengan $\theta = 75^{\circ}$, $\theta = 90^{\circ}$, $\theta = 120^{\circ}$ 132
- Gambar 5.37_f Grafik perbandingan karakteristik BHP vs Q pada putaran 500 rpm untuk turbin model dengan $\theta = 75^{\circ}$, $\theta = 90^{\circ}$, $\theta = 120^{\circ}$ 133
- Gambar 5.38_a Grafik perbandingan karakteristik BHP vs H pada putaran 50 rpm untuk turbin model dengan $\theta = 75^{\circ}$, $\theta = 90^{\circ}$, $\theta = 120^{\circ}$ 134
- Gambar 5.38_b Grafik perbandingan karakteristik BHP vs H pada putaran 100 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^{\circ}$, $\theta = 90^{\circ}$, $\theta = 120^{\circ}$ 135
- Gambar 5.38_c Grafik perbandingan karakteristik BHP vs H pada putaran 150 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^{\circ}$, $\theta = 90^{\circ}$, $\theta = 120^{\circ}$ 135
- Gambar 5.38_d Grafik perbandingan karakteristik BHP vs H pada putaran 150 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^{\circ}$, $\theta = 90^{\circ}$, $\theta = 120^{\circ}$ 136
- Gambar 5.38_e Grafik perbandingan karakteristik BHP vs H pada putaran 300 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^{\circ}$, $\theta = 90^{\circ}$, $\theta = 120^{\circ}$ 137
- Gambar 5.38_f Grafik perbandingan karakteristik BHP vs H pada putaran 500 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^{\circ}$, $\theta = 90^{\circ}$, $\theta = 120^{\circ}$ 137
- Gambar 5.39_a Grafik perbandingan karakteristik η vs Q pada putaran 50 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^{\circ}$, $\theta = 90^{\circ}$, $\theta = 120^{\circ}$ 139



Gambar 5.39 _b Grafik perbandingan karakteristik η vs Q pada putaran 100 rpm untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	140
Gambar 5.39 _c Grafik perbandingan karakteristik η vs Q pada putaran 150 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	141
Gambar 5.39 _d Grafik perbandingan karakteristik η vs Q pada putaran 250 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	142
Gambar 5.39 _e Grafik perbandingan karakteristik η vs Q pada putaran 300 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	142
Gambar 5.39 _f Grafik perbandingan karakteristik η vs Q pada putaran 500 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	143
Gambar 5.40 _a Grafik perbandingan karakteristik η vs Q_d/Q pada putaran 50 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	144
Gambar 5.40 _b Grafik perbandingan karakteristik η vs Q_d/Q pada putaran 100 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	145
Gambar 5.40 _c Grafik perbandingan karakteristik η vs Q_d/Q pada putaran 150 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	146
Gambar 5.40 _d Grafik perbandingan karakteristik η vs Q_d/Q pada putaran 250 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	147
Gambar 5.40 _e Grafik perbandingan karakteristik η vs Q_d/Q pada putaran 300 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	148
Gambar 5.40 _f Grafik perbandingan karakteristik η vs Q_d/Q pada putaran 500 rpm untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	148
Gambar 5.40 _g Grafik perbandingan karakteristik η vs Q/Q_{maks} , untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$ dan turbin Ossberger	149
Gambar 5.41 _a Grafik perbandingan karakteristik η vs H pada putaran 50 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	150
Gambar 5.41 _b Grafik perbandingan karakteristik η vs H pada putaran 100 rpm untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	151
Gambar 5.41 _c Grafik perbandingan karakteristik η vs H pada putaran 150 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	152
Gambar 5.41 _d Grafik perbandingan karakteristik η vs H pada putaran 250 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	153
Gambar 5.41 _e Grafik perbandingan karakteristik η vs H pada putaran 300 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	154
Gambar 5.41 _f Grafik perbandingan karakteristik η vs H pada putaran 500 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	155
Gambar 5.42 _a Grafik perbandingan karakteristik η vs H_d/H pada putaran 50 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	155
Gambar 5.42 _b Grafik perbandingan karakteristik η vs H_d/H pada putaran 100 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	156
Gambar 5.42 _c Grafik perbandingan karakteristik η vs H_d/H pada putaran 150 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	157
	158



Gambar 5.42 _d	Grafik perbandingan karakteristik η vs H_d/H pada putaran 250 rpm untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	159
Gambar 5.42 _e	Grafik perbandingan karakteristik η vs H_d/H pada putaran 300 rpm untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	160
Gambar 5.42 _f	Grafik perbandingan karakteristik η vs H_d/H pada putaran 500 rpm untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	161
Gambar 5.43 _a	Grafik perbandingan karakteristik η vs U/V pada putaran 50 rpm untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	162
Gambar 5.43 _b	Grafik perbandingan karakteristik η vs U/V pada putaran 100 rpm untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	163
Gambar 5.43 _c	Grafik perbandingan karakteristik η vs U/V pada putaran 100 rpm untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	164
Gambar 5.43 _d	Grafik perbandingan karakteristik η vs U/V pada putaran 250 rpm untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	165
Gambar 5.43 _e	Grafik perbandingan karakteristik η vs U/V pada putaran 300 rpm untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	166
Gambar 5.43 _f	Grafik perbandingan karakteristik η vs U/V pada putaran 500 rpm untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	167
Gambar 5.44 _a	Grafik perbandingan karakteristik η vs BHP pada putaran 50 rpm untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	168
Gambar 5.44 _b	Grafik perbandingan karakteristik η vs BHP pada putaran 100 rpm untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	169
Gambar 5.44 _c	Grafik perbandingan karakteristik η vs BHP pada putaran 150 rpm untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	170
Gambar 5.44 _d	Grafik perbandingan karakteristik η vs BHP pada putaran 250 rpm untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	171
Gambar 5.44 _e	Grafik perbandingan karakteristik η vs BHP pada putaran 300 rpm untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	172
Gambar 5.44 _f	Grafik perbandingan karakteristik η vs BHP pada putaran 500 rpm untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	173
Gambar 5.45 _a	Grafik perbandingan karakteristik η vs N_s pada putaran 50 rpm untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	174
Gambar 5.45 _b	Grafik perbandingan karakteristik η vs N_s pada putaran 100 rpm untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	175
Gambar 5.45 _c	Grafik perbandingan karakteristik η vs N_s pada putaran 150 rpm untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	176
Gambar 5.45 _d	Grafik perbandingan karakteristik η vs N_s pada putaran 250 rpm untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	177
Gambar 5.45 _e	Grafik perbandingan karakteristik η vs N_s pada putaran 300 rpm untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	178
Gambar 5.45 _f	Grafik perbandingan karakteristik η vs N_s pada putaran 500 rpm untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$	179



- Gambar 5.46_a Grafik perbandingan karakteristik η vs n/n_{run} pada putaran 50 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$ 180
- Gambar 5.46_b Grafik perbandingan karakteristik η vs n/n_{run} pada putaran 100 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$ 181
- Gambar 5.46_c Grafik perbandingan karakteristik η vs n/n_{run} pada putaran 150 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$ 182
- Gambar 5.46_d Grafik perbandingan karakteristik η vs n/n_{run} pada putaran 250 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$ 183
- Gambar 5.46_e Grafik perbandingan karakteristik η vs n/n_{run} pada putaran 300 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$ 184
- Gambar 5.46_f Grafik perbandingan karakteristik η vs n/n_{run} pada putaran 500 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$ 185
- Gambar 5.47_a Grafik perbandingan karakteristik BHP vs U/V pada putaran 50 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$ 186
- Gambar 5.47_b Grafik perbandingan karakteristik BHP vs U/V pada putaran 100 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$ 187
- Gambar 5.47_c Grafik perbandingan karakteristik BHP vs U/V pada putaran 150 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$ 188
- Gambar 5.47_d Grafik perbandingan karakteristik BHP vs U/V pada putaran 250 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$ 189
- Gambar 5.47_e Grafik perbandingan karakteristik BHP vs U/V pada putaran 300 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$ 190
- Gambar 5.47_f Grafik perbandingan karakteristik BHP vs U/V pada putaran 500 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$ 191
- Gambar 5.48_a Grafik perbandingan karakteristik N_s vs U/V pada putaran 50 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$ 192
- Gambar 5.48_b Grafik perbandingan karakteristik N_s vs U/V pada putaran 100 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$ 193
- Gambar 5.48_c Grafik perbandingan karakteristik N_s vs U/V pada putaran 150 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$ 194
- Gambar 5.48_d Grafik perbandingan karakteristik N_s vs U/V pada putaran 250 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$ 195
- Gambar 5.48_e Grafik perbandingan karakteristik N_s vs U/V pada putaran 300 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$ 196
- Gambar 5.48_f Grafik perbandingan karakteristik N_s vs U/V pada putaran 500 rpm. untuk turbin model dengan $\theta = 75^\circ, \theta = 90^\circ, \theta = 120^\circ$ 197
- Gambar 5.49 ekstrapolasi grafik hubungan busur sembur terhadap efisiensi maksimum 198
- Gambar/ Foto 5.50a-e Visualisasi jejak aliran air melewati roda turbin dengan nosel bersudut busur sembur 75° 200



Gambar 5.50g Grafik hubungan putaran n disertai foto kondisi aliran air dalam roda turbin terhadap efisiensi η dan perbandingan kecepatan U/V untuk model dengan busur sembur nosel $\theta = 75$ derajat 203

Gambar/ Foto 5.51a-f Visualisasi jejak aliran air melewati roda turbin dengan nosel bersudut busur sembur 90° 204

Gambar 5.51g Grafik hubungan putarannya n disertai foto kondisi aliran air dalam roda turbin terhadap efisiensi η dan perbandingan kecepatan U/V untuk model dengan busur sembur nosel $\theta = 90$ derajat 207
208

Gambar/ Foto 5.52a-f Visualisasi jejak aliran air melewati roda turbin dengan nosel bersudut busur sembur 120° 212

Gambar 5.52g Grafik hubungan putarannya n disertai foto kondisi aliran air dalam roda turbin terhadap efisiensi η dan perbandingan kecepatan U/V untuk model dengan busur sembur nosel $\theta = 120$ derajat 212

Gambar 5.53a-f Grafik dan perbandingan visualisasi jejak aliran air melewati roda turbin pada berbagai putaran. Untuk ketiga busur sembur nosel 213



DAFTAR LAMPIRAN

<i>Nomer</i>	<i>Judul</i>	
Halaman		
Lampiran .1	Data desain dan contoh hitungan	220
Lampiran .2	Tabel hasil hitungan uji model dengan nosel berbusur sembur 75°	221
Lampiran .3	Tabel hasil hitungan uji model dengan nosel berbusur sembur 90°	229
Lampiran .4	Tabel hasil hitungan uji model dengan nosel berbusur sembur 120°	237
Lampiran .5	Foto turbin model	245
Lampiran .6	Foto alat ukur	246
Lampiran .7	Foto uji turbin model	247
Lampiran .8	Gambar Skema instalasi pengujian	248
Lampiran .9	Journal	257



DAFTAR SIMBOL

Besaran dasar	Satuan dan Singkatan	Simbol
Luas penampang	meter persegi, m ²	A
Percepatan	meter per detik kwadrat, mdet ⁻²	a
Brake Horse Power = daya poros	Watt, W	BHP
Lebar	meter, m	W
Koefisien kecepatan	-	C
Diameter roda jalan	meter, m	D
Efisiensi	%	Ef
Efisiensi maksimum	%	Ef _{mak}
Gaya tumbukan pada sudu	Newton, N	F
Percepatan gravitasi	meter per detik kwadrat, mdet ⁻² m	g
Head, tinggi jatuh	meter, m	H
Head operasi	meter, m	H _d
Head total	meter, m	H _T
Energi dibangkitkan poros	Joule, J	J
Lengan	meter, m	L, l
Panjang lengkung sudu	meter, m	L _n
Lebar roda	kilogram, kg	W
Massa aliran air per detik	kilogram per detik, kg(detitk) ⁻¹	m
Gaya	Newton, N	F
Kecepatan spesifik	putaran daya per meter, rpm,kw,m	LNs
Unit speed	putaran per akar head, rpm/m ^{0.5}	n _u
Kecepatan putar	putaran per menit; rpm	n
Kecepatan liar	putaran per menit, rpm	Ns



Unit power,	Watt tper akar head, $w/m^{3/2}$	N_u
Kapasitas aliran	meter kubik per detik, $m^3(\text{detik})^{-1}$	Q
Kapasitas aliran disain	meter kubik per detik, $m^3(\text{detik})^{-1}$	Q_d
Unit flow rate	meter kubik per akar head, $m^3(m)^{0.5}$	Q_u
Jari-jari kelengkungan atap nosel		R
Jari-jari roda turbin,	meter, m	ρ
Tinggi lorong nosel	meter, m	t
Torsi	meter, m	T
Jarak antar sudu	Newton meter, Nm	s
Kecepatan keliling sudu	meter, m	U
Kecepatan pancaran air	meter per detik, $m(\text{det})^{-1}$	V
Kecepatan relatif	meter per detik, $m(\text{det})^{-1}$	v_r
Sudut masuk aliran air	meter per detik, $m(\text{det})^{-1}$	α
Sudut keluar aliran air	derajad, $^{\circ}$	β
Energi	derajad, $^{\circ}$	J
Berat jenis	Newton meter, Nm	γ
Efisiensi	Newton per meter kubik, Nm^{-3}	η
Busur sembur	persen, %	θ
Rapat massa	derajat, $^{\circ}$	ρ
Kecepatan sudut	kilogram per meter kubik, $kg(m)^{-3}$	ω
	radian per detik, rad/detik	

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang.

1.1.1 Prediksi Penduduk Indonesia

Saat ini pertumbuhan penduduk dunia diperkirakan sebesar 1,13% per tahun dan pada tahun 2050 penduduk dunia diprediksi mencapai 9.725.147.994 orang (worldometer, 16 September 2016). Populasi Indonesia saat ini adalah 261.233.932 orang, sedangkan prediksi penambahan penduduk Indonesia ditunjukkan Tabel .11 di bawah ini:

Tabel 1.1
Data dan perkiraan jumlah penduduk Indonesia

Tahun	Jumlah penduduk (orang)	Pertumbuhan (%)	Kepadatan (orang/km ²)
2000	211.540.428	1,44	117
2005	226.254.703	1,35	125
2010	241.613.126	1,32	133
2015	257.563.815	1,29	142
2016	260.581.100	1,17	144
2020	271.857.420	1,09	150
2025	284.504.973	0,91	157
2030	295.481.797	0,76	163
2035	304.847.101	0,63	168
2040	312.439.305	0,49	173
2045	318.216.067	0,37	176
2050	322.237.405	0,25	178

Sumber : Indonesia Population (16 September 2016) - Worldometers

Tentunya kenaikan jumlah penduduk Indonesia ini diikuti dengan peningkatan pengoperasian dan produksi alat alat untuk pemenuhan kebutuhan manusia yang tinggal di Indonesia. Pembuatan dan pengoperasian alat tersebut membutuhkan energi, baik energi listrik maupun energi bahan bakar, dan di sisi lain ketersediaan bahan bakar fosil di Indonesia semakin menipis. Pada dasarnya bahwa manusia dalam melakukan aktifitas kehidupan membutuhkan energi, dan sampai saat ini energi yang digunakan untuk aktifitas tersebut adalah energi yang berasal dari fosil. Secara lebih rinci energi fosil secara besar besaran untuk keperluan transportasi, industri, pembangkit listrik, rumah tangga dan komersial. Hal yang demikian mengharuskan para ilmuwan dan teknolog untuk bisa

meningkatkan produksi energi listrik yang merupakan hasil konversi energi dari sumber energi yang dapat diperbarui, selain bahan bakar fosil, yang tersedia di alam ini.

1.1.2 Kebutuhan Bahan Bakar Pembangkitan Tenaga Listrik Dan Tarif Listrik Di Indonesia

a. Indonesia harus menyediakan beribu-ribu kilo liter bahan bakar minyak setiap hari guna memenuhi kebutuhan energi dalam menunjang aktivitas penduduknya. Pada dasarnya kebutuhan bahan bakar minyak tersebut adalah untuk keperluan transportasi, industri, pembangkit listrik, rumah tangga dan komersial. Menurut Handbook of Energy & Economic Statistic of Indonesia 2015 kebutuhan bahan bakar minyak Indonesia pada tahun 2011 sebesar 70,89 juta KL. Bidang transportasi merupakan pengonsumsi bahan bakar minyak terbesar 65%, urutan berikutnya pembangkit tenaga listrik 16%, industri 10%, rumah tangga 2%, komersial 1% dan sisanya sebesar 6% untuk bidang-bidang lain. Ini berarti kebutuhan bahan bakar minyak pada tahun 2011 untuk pembangkit listrik = $\frac{16}{100} \times 70,89$ juta kilo liter. = 11,3424 juta kilo liter per tahun = 31075068 liter per hari

b. Menurut data Ditjen Minerba Kementerian ESDM, kebutuhan batubara pada 2016 diperkirakan 106 juta ton. Kebutuhan batubara akan terus meningkat, diprediksi bahwa Indonesia pada tahun 2017 membutuhkan 124,85 juta ton, tahun 2018 membutuhkan 133,611 juta dan pada tahun 2019 membutuhkan 151,86 juta ton.

c. Menurut biro riset BUMN centre LM FEUI bahwa selama tahun 2015 (<http://www.lmfeui.com/data/13%20agt%202012%20Industri%20Energi%20Nasional-Web%20LM%20FEUI.pdf>) diperkirakan pembangkit listrik milik PLN membutuhkan gas alam sebesar 2,1 BSCFD dan pembangkit listrik milik swasta membutuhkan 0,1 BSCFD. Pada perkiraan tersebut PLN menggunakan asumsi bahwa kebutuhan bahan bakar gas rata-rata 0,2 MMSCFD per MW pembangkitan daya listrik atau dengan kata lain untuk membangkitkan daya listrik sebesar satu MW dibutuhkan gas sebesar 0,0002 BSCFD.

Energi listrik adalah bentuk energi yang sangat fleksibel, energi ini dapat dengan mudah diubah menjadi energi mekanis dengan menggunakan motor listrik dan juga dengan mudah diubah menjadi energi panas dengan menggunakan peralatan elemen pemanas. Dikarenakan fleksibilitas yang tinggi dan kemudahan dalam penyaluran, harga per satu satuan energi dari energi ini jauh lebih mahal dibandingkan dengan harga per satu satuan energi dari energi yang terkandung dalam bahan bakar.

Tarif energi listrik dikelompokkan menjadi 12 golongan, sebagai berikut:

- a. Rumah Tangga R-1/Tegangan rendah (TR) daya 1.300 VA
- b. Rumah Tangga R-1/TR daya 2.200 VA
- c. Rumah Tangga R-2/TR daya 3.500 VA s.d 5.500 VA
- d. Rumah Tangga R-3/TR daya 6.600 VA ke atas
- e. Bisnis B-2/TR daya 6.600VA s.d 200 kVA
- f. Bisnis B-3/Tegangan Menengah (TM) daya diatas 200 kVA
- g. Industri I-3/TM daya diatas 200 kVA
- h. Industri I-4/Tegangan Tinggi (TT) daya 30.000 kVA ke atas
- i. Kantor Pemerintah P-1/TR daya 6.600 VA s.d 200 kVA
- j. Kantor Pemerintah P-2/TM daya diatas 200 kVA
- k. Penerangan Jalan Umum P-3/TR dan
 1. Layanan khusus TR/TM/TT.

Menurut Permen ESDM No 09/2015, setiap bulan akan dilakukan *tariff adjustment* guna menyesuaikan perubahan nilai tukar mata uang Dollar Amerika terhadap mata uang Rupiah, harga minyak mentah dan inflasi bulanan. Mulai bulan Januari 2016 tarif Rumah Tangga daya 1.300 Volt Ampere (VA) ke atas turun menjadi Rp 1.409,16 per kWh. dan harga solar per September 2016 adalah = Rp.5150 per liter. Menurut Riza, Bina Restituta & Imam Paryanto (Balai Rekayasa Desain dan Sistem Teknologi – BPPT) nilai kalor minyak solar 42700 kJ/kg dengan rapat masa 815 kg/m³(terendah). Apabila diperbandingkan harga energi listrik terhadap harga bahan bakar solar adalah sebagai berikut : harga energi listrik = Rp 1.409,16/ 3600 = Rp. 0,391433 per kJ dan harga bahan bakar minyak solar = Rp. 5150 / (0.815 kg x 42700 kJ/kg) = Rp. 0,147986 per kJ. Jadi harga energi listrik per kJ sekitar 2,645 kali harga energi solar per kJ. Selanjutnya dengan anggapan efisiensi maksimum konversi dari energi solar ke energi listrik (PLTD) sebesar 30% maka untuk membangkitkan energi listrik sebesar 1 kJ membutuhkan 3,3 kJ energi bahan bakar solar. Dengan demikian rincian perbandingan harga energi listrik terhadap harga energi solar memiliki arti bahwa untuk mendapatkan energi listrik 1 kJ seharga Rp. 0,391433 membutuhkan 3,33 kJ energi bahan bakar minyak solar seharga 3,33 kJ x Rp 0,147986 = Rp. 0,4883538. Dalam hal ini penyediaan energi listrik dengan menggunakan disel-generator set kurang menguntungkan ditinjau dari harga jual listrik yang tidak melibatkan biaya investasi dan perawatan. Tentunya penyediaan listrik dengan menggunakan disel-generator adalah semata mata usaha pemerintah untuk kesejahteraan

penduduk yang tinggal di daerah - daerah terpencil, dan kondisi emergensi pada daerah – daerah yang terkoneksi jaringan listrik nasional.

1.1.3 Program Indonesia Terang

Sampai saat ini masih banyak desa yang belum mendapat airan listrik dari PLN. Program pemerintah menargetkan bahwa pada tahun 2015 rasio elektrifikasi nasional sebesar 86% dan ratio elektrifikasi nasional akan mencapai 97% pada tahun 2019. Berdasarkan perhitungan PLN terdapat 12.659 desa di Indonesia yang tidak mendapatkan aliran listrik dari PLN dimana 2.519 di antaranya masih gelap gulita, hal ini dikarenakan alasan baik secara teknis maupun ekonomis sehingga daerah tersebut belum terjangkau aliran listrik. Pemerintah melalui Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral dan Kementerian Desa Pembangunan Daerah Tertinggal terus menerus secara aktif menggalakkan Program Indonesia Terang (PIT). Program Indonesia Terang adalah suatu program andalan pemerintah untuk melistriki desa desa pedalaman terpencil dalam rangka memenuhi kebutuhan dasar listrik dengan memanfaatkan energi baru terbarukan. Model pengembangan yang dilakukan PIT ini merupakan pengembangan jaringan yang tidak terhubung dengan jaringan Nasional PLN. Jadi jaringan PIT adalah jaringan “off grid”. Melalui Program ini pemerintah akan membangun 1000 MW pembangkit listrik tenaga energi baru terbarukan yang dimulai dari desa-desa di pelosok Indonesia timur dan secara bertahap menuju ke wilayah Indonesia barat. Program Indonesia terang ini diharapkan dapat memanfaatkan sumber energi baru terbarukan (energi air, angin dan matahari) dengan lebih efektif sehingga mampu menjamin tercapainya target kontribusi pemanfaatan energi baru dan terbarukan sebesar 25% dalam pemenuhan kebutuhan energi listrik nasional tahun 2025. Program Indonesia terang diarahkan terhadap 10.300 desa dengan total kapasitas yang perlu terpasang sebesar 180 MW. (<http://eksplorasi.id/enam-provinsi-jadi-pilot-project-program-indonesia-terang/>). Adapun 6 propinsi Indonesia timur dengan jumlah desa 6689 yang mendapatkan program tersebut adalah Papua (4.047 desa), Papua Barat (1.124 desa), Maluku (434 desa), Maluku Utara (411 desa), Nusa Tenggara Timur (646 desa) dan Nusa Tenggara Barat (27 desa). Mengingat potensi hidro di Indonesia yang sangat besar, menurut BPPT outlook energi Indonesia 2016 masih terdapat 68,197MW yang belum dieksploitasi, termasuk didalamnya untuk potensi ukuran mikro sebesar 257,7 MW. Tentunya di daerah daerah terpencil masih banyak potensi yang dapat dibangkitkan daya antara 1 kW hingga 5 kW.

1.2 Pentingnya Studi Karakteristik Turbin Air Arus Lintang.

Turbin air arus lintang sering disebut dengan turbin Michel-Banki untuk menghormati penemunya yaitu seorang insinyur dari Victoria Australia dan DR. Donat Banki dari Jerman. Konstruksi turbin jenis ini sangat sederhana, terdiri dari dua bagian utama yaitu : roda jalan (*runner*) yang menyerupai sangkar tupai dimana ditumpu oleh dua buah bearing dan pipa pancar (*nozzle*). Roda jalan dikonstruksi dari bilah-bilah sudu, yang terbuat dari pipa yang dipotong ke arah membujur, dipasangkan pada dua piringan dengan cara dilas atau dibaut. Sedangkan pipa pancar dikonstruksi dari lembaran plat, memiliki penampang melintang empat persegi panjang. Prinsip kerja dari turbin jenis ini adalah sebagai berikut : air dari bendungan atau bendung dialirkan lewat pipa pesat ke nosel, selanjutnya pancaran air yang keluar dari nosel ditumbukkan ke sudu-sudu roda jalan sehingga terjadi perubahan energi dari energi kinetik air diubah menjadi energi mekanik oleh roda jalan turbin. Pancaran air menumbuk sudu-sudu roda jalan dua kali, yakni, pertama menumbuk sudu-sudu yang berada tepat di depan nosel (sudu- sudu tingkat pertama) kemudian air setelah meninggalkan sudu-sudu ini melewati ruang kosong yang berada ditengah-tengah roda jalan dan kemudian air tersebut menumbuk sudu-sudu roda jalan pada sisi berikutnya (sudu-sudu tingkat kedua) sebelum meninggalkan roda jalan. Dalam penggunaannya turbin ini banyak digunakan untuk head rendah hingga menengah (sampai 20 meter) dengan kapasitas aliran air hingga 5 meter kubik per detik. Keunggulan dari turbin arus lintang adalah konstruksi yang sederhana, putaran operasi yang cukup tinggi dan efisiensinya yang cukup stabil pada perubahan beban hingga sampai 40 persen beban maksimum; sehingga menjadikan turbin arus lintang banyak digunakan. Turbin arus lintang selalu dipasang dengan posisi poros horisontal dan karena termasuk jenis turbin aksi (*impulse*) maka turbin jenis ini selalu dipasang di atas permukaan air bawah.

Pada lokasi yang memiliki potensi hidro dengan head dan kapasitas aliran yang rendah kebanyakan untuk mengubah energi potensial air menjadi energi mekanik digunakan turbin air arus lintang. Karena itu menyebabkan turbin air arus lintang masih merupakan obyek penelitian yang menarik dalam rangka mempelajari karakteristik unjuk kerja turbin air tersebut guna keperluan desain dan pengoperasian di lapangan.

Beberapa peneliti melakukan modifikasi pasangan roda turbin dan nosel untuk mempelajari capaian efisiensi maksimum turbin air arus lintang. Nakase et al. (1982), melakukan uji karakteristik turbin *cross flow* (Banki) terhadap sebuah roda turbin dengan beberapa nosel yang berbeda. Hasil penelitian yang didapatkan bahwa bentuk nosel dengan sudut busur sembur 90° menghasilkan efisiensi turbin yang tertinggi. Pada tahun

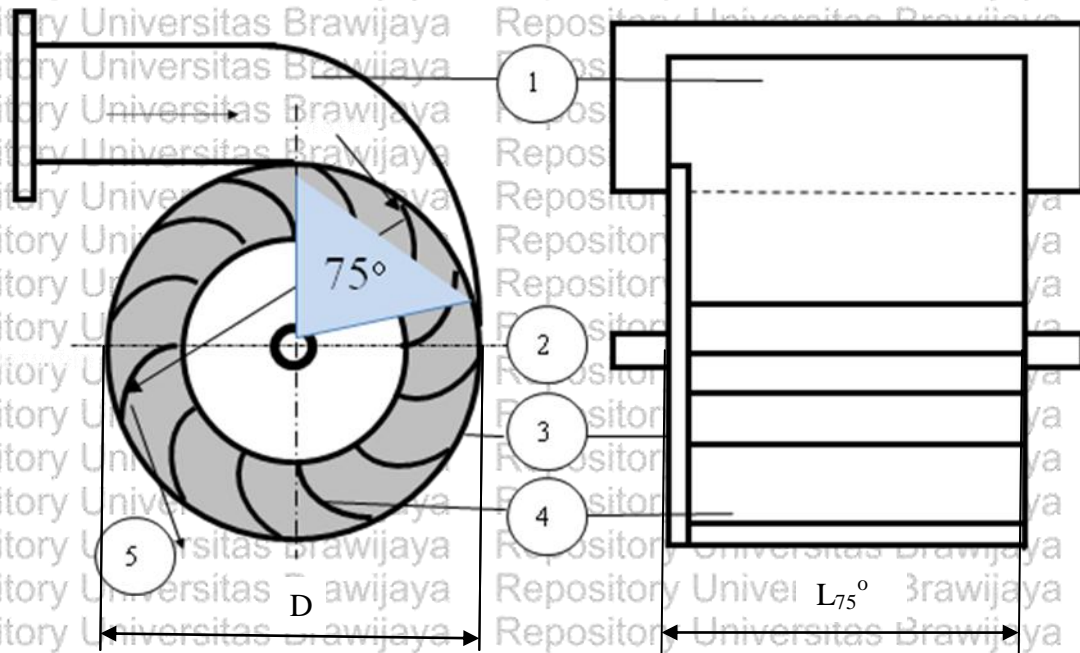


1984 Khosrowpanah melakukan uji karakteristik turbin *cross flow* dengan menggunakan empat buah roda turbin. Hasil pengujian Khosrowpanah menunjukkan bahwa efisiensi turbin maksimum dihasilkan dengan pemakaian *nozzle* yang memiliki sudut busur sembur 90° . Djoko Sutikno (1991) melakukan eksperimen pengaruh besar sudut busur sembur nosel untuk pengoperasian head turbin konstan terhadap efisiensi turbin air *cross flow*. Hasil uji menunjukkan bahwa efisiensi maksimum sebesar 68 persen dicapai untuk model dengan *nozzle* yang memiliki sudut busur sembur sebesar 75° . Ossberger, pabrik turbin air Banki di Jerman, (www.ossberger.de/cms/pt/hydro/ossberger-turbine/), memproduksi turbin air Banki dengan sudut busur sembur 120° . Efisiensi turbin Ossberger diprediksi dapat mencapai 86%

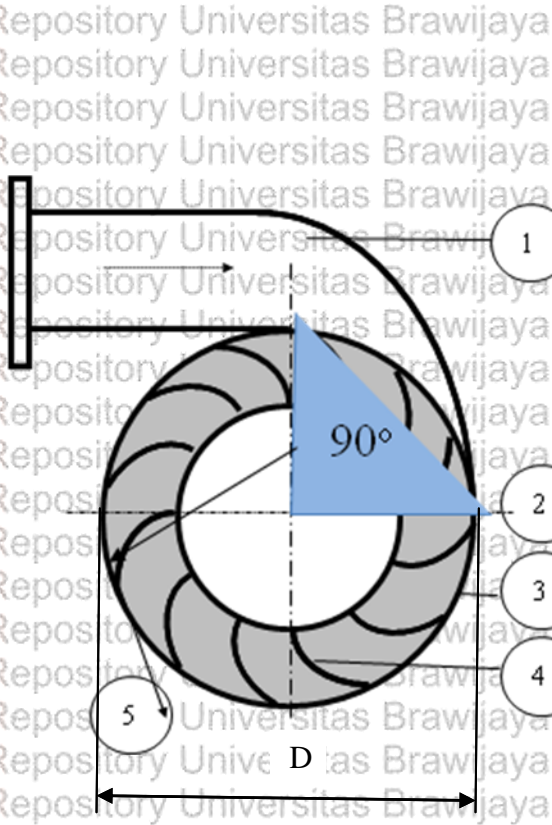
Proposal disertasi ini mengangkat turbin air arus lintang menjadi obyek penelitian, dimana perubahan konfigurasi ukuran roda jalan dan nosel turbin air jenis ini memiliki pengaruh terhadap unjuk kerja operasi. Selanjutnya turbin air arus lintang dipilih karena turbin jenis ini cocok untuk potensi-potensi hidro dengan head rendah dan kapasitas aliran air kecil hingga sedang, mengingat masih banyak potensi hidro yang demikian (di Indonesia) belum dimanfaatkan. Selain dari itu turbin air arus lintang memiliki konstruksi yang sederhana, sehingga dapat difabrikasi pada bengkel-bengkel yang terdapat di daerah. Turbin arus lintang terdiri dari tiga bagian utama yaitu : roda turbin yang berbentuk menyerupai sangkar tupai, nosel berpenampang segi empat dengan atap melengkung dan dua buah bearing sebagai penyangga roda jalan. Roda turbin arus lintang dikonstruksi dari dua lempengan baja, sejumlah sudu yang dibuat dari belahan pipa dan sebuah poros; sedangkan nosel berpenampang segi empat dikonstruksi dari lembaran baja dengan sudut busur sembur tertentu. Pengamatan yang akan dilakukan pada studi ini adalah pengamatan uji laboratorium terhadap karakteristik turbin air arus lintang. Pengamatan karakteristik akan dilakukan terhadap tiga buah model turbin arus lintang yang berbeda. Tiga buah model turbin tersebut masing masing memiliki konfigurasi ukuran berbeda, yakni, ketiga roda turbin didesain memiliki diameter yang sama tetapi masing-masing roda turbin dan nosel pasangannya tersebut memiliki lebar serta sudut busur sembur yang berbeda. Perbedaan ukuran lebar roda turbin sebanding dengan perbedaan sudut busur sembur nosel yang digunakan. Perbedaan sudut busur sembur nosel diprediksi akan mempengaruhi pola aliran air selama menumbuk dan melewati roda jalan turbin air. Pola pancaran air saat menumbuk sudu-sudu roda jalan tentunya sangat berpengaruh terhadap perubahan momentum air yang berakibat adanya perbedaan perubahan energi kinetik menjadi energi mekanik pada turbin air arus lintang. Jadi studi ini mempelajari apakah terjadi perbedaan

unjuk kerja turbin air arus lintang apabila turbin tersebut didesain pada head, kapasitas, putaran dan diameter yang sama tetapi memiliki lebar dan sudut busur sembur pancaran air yang berbeda.

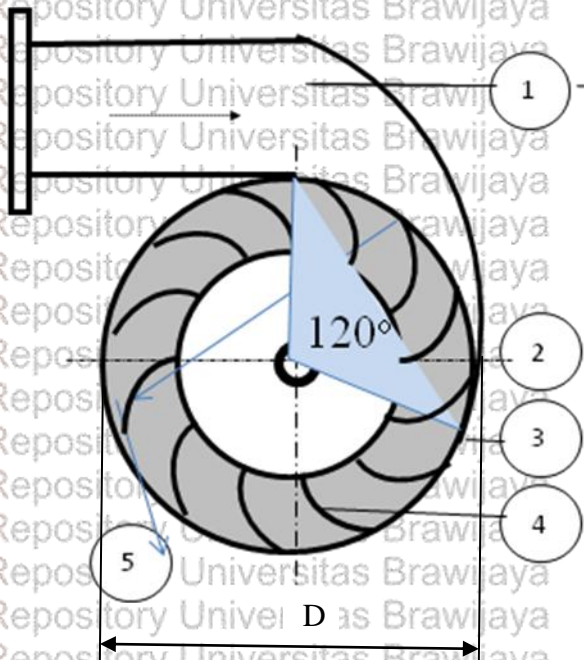
Ketiga turbin model yang dimaksud didesain dengan mempertimbangkan desain turbin prototipe untuk suatu lokasi potensi hidro, dan kemampuan laboratorium Mesin Fluida Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya dalam memasok air uji performansi turbin. Turbin model yang akan diuji masing masing memiliki sudut busur sembur nosel yang berbeda (75° , 90° dan 120°) tetapi didesain memiliki kemampuan mengalirkan pasokan air yang sama. Jadi tegasnya ketiga turbin model tersebut memiliki diameter roda dan luas penampang nosel sama, tetapi memiliki sudut busur sembur dan panjang roda turbin yang berbeda satu sama yang lain. Skema ketiga model uji tersebut ditunjukkan Gambar 1.1, 1.2, dan 1.3 berikut :



Gambar 1.1 model uji dengan nosel bersudut busur sembur 75°

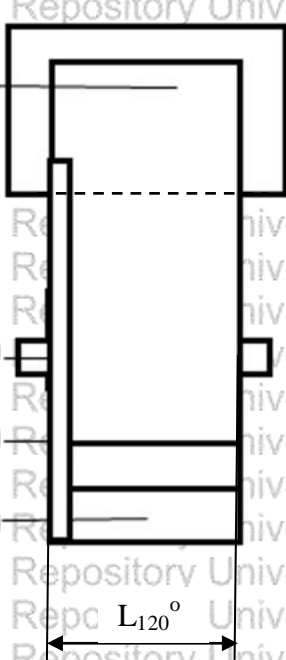
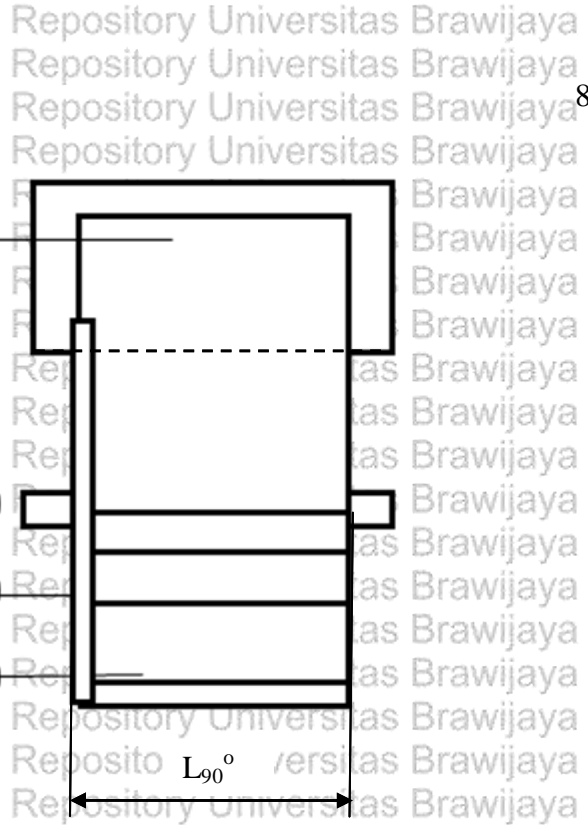


Gambar 1.2 model uji dengan nosel bersudut busur sembur 90°



Gambar 1.3 model uji dengan nosel bersudut busur sembur 120°
 Gambar 1.1, 1.2, dan 1.3 skema model turbin air arus lintang yang diteliti
 1 = nosel 2 = poros 3 = piringan 4 = sudu 5 aliran air

Ketiga model diuji performannya untuk variasi head, kapasitas aliran air dan putaran roda turbin. Variable ini dipilih mengingat operasi turbin di lapangan pada head dan kapasitas aliran air yang berubah ubah, tergantung pada ketersediaan air di tandon atas (dalam bendungan) yang dipengaruhi oleh musim (musim hujan dan musim kemarau).



Performan turbin yang dicari adalah hubungan antara head dan kapasitas aliran air masuk turbin terhadap bangkitan daya poros turbin dan efisiensi turbin untuk beberapa variasi putaran yang dipilih. Selain dari itu dicari pula hubungan antara daya poros dan efisiensi terhadap perbandingan kecepatan, perbandingan flow rate, perbandingan head dan putaran spesifik operasi turbin. Dengan pengujian ketiga model tersebut akan didapatkan perbandingan atau perbedaan performan turbin air arus lintang yang didesain pada head, kapasitas dan diameter roda turbin yang sama tetapi memiliki sudut busur sembur yang berbeda.

1.3 Permasalahan.

Memperhatikan latar belakang dan dengan maksud memanfaatkan energi air yang banyak tersedia di Indonesia untuk diubah menjadi energi mekanik serta memperhatikan kemampuan fabrikasi turbin air arus lintang, maka perlu dilakukan penelitian untuk mengetahui apakah ada perbedaan unjuk kerja dari 3 pasang konfigurasi model turbin air arus lintang dengan diameter roda jalan yang sama besar tetapi memiliki nosel bersudut busur sembur yang berbeda, yaitu, 75° , 90° dan 120° dengan lengkung atap nosel yang berpusat pada sumbu poros turbin. Pada penelitian ini nosel yang digunakan masing-masing model memiliki lengkung atap dengan jari-jari yang besarnya merupakan fungsi perubahan sudut busur sembur nosel, dimana pusat jari-jari lengkung atap tersebut pada sumbu roda turbin. Dengan diketahuinya unjuk kerja dari masing masing pasangan turbin model tersebut akan menjadi panduan desain dalam penentuan dimensi turbin air arus lintang untuk potensi hidro dari suatu lokasi. Unjuk kerja yang dimaksud adalah karakteristik turbin air arus lintang yang menunjukkan hubungan antara head dan kapasitas aliran terhadap daya bangkitan dan efisiensi untuk berbagai variasi putaran operasi turbin. Selanjutnya diharapkan bahwa berdasar hasil penelitian yang dilakukan didapat jawaban terhadap beberapa permasalahan, yaitu, bagaimana :

- a. Karakteristik masing-masing konfigurasi model turbin dengan lengkung atap nosel berpusat pada poros turbin untuk diameter roda turbin yang sama.
- b. Perbedaan karakteristik dari ketiga konfigurasi model turbin air tersebut.
- c. Memanfaatkan temuan apabila terjadi perbedaan karakteristik di antara ketiga konfigurasi model turbin air tersebut.
- d. Pola aliran air saat melewati bagian dalam roda dan efeknya terhadap karakteristik dari ketiga konfigurasi model turbin air tersebut.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan yang ingin dicapai dari hasil penelitian ini adalah untuk:

- a. Mengetahui karakteristik dari masing-masing konfigurasi model turbin air arus lintang tersebut.
- b. Mengetahui apakah terjadi adanya perbedaan karakteristik di antara ketiga konfigurasi model turbin air arus lintang tersebut.
- c. Memberikan analisa bagaimana memanfaatkan temuan apabila terjadi perbedaan karakteristik di antara ketiga konfigurasi model turbin air arus lintang tersebut.
- d. Mengetahui pola aliran air dari ketiga konfigurasi model turbin air arus lintang tersebut.

1.5 Manfaat Penelitian

Berpegang pada karakteristik yang didapat dari penelitian ketiga model turbin air tersebut diharapkan hasil penelitian ini dapat memberikan panduan desain dan pengoperasian turbin air arus lintang kepada :

- a. desainer turbin air dalam menentukan kombinasi parameter desain :
 - Putaran desain dan putaran spesifik
 - Perbandingan kecepatan
- b. operator turbin air dalam menentukan kombinasi parameter operasi :
 - Putaran pengoperasian
 - Pembebanan

1.6 Metodologi Penelitian.

Proses penyelesaian disertasi ini adalah sebagai berikut :

- a. Desain turbin model berdasarkan kemampuan suplei air untuk pengujian model di Labolatorium Mesin Fluida Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya.
- b. Fabrikasi model
- c. Perakitan instalasi uji dan pengambilan data uji
- d. Pengolahan/ analisa data
- e. Pembahasan
- f. Penulisan naskah disertasi

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Pemanfaatan Sumber Daya Energi Baru Dan Terbarukan

Letak Indonesia sangat menguntungkan, berdasarkan astronomis berada pada 6° LS, 11° LU, 95° BT dan 141° BT. Berdasarkan geografis berada di antara benua Australia dan Asia serta berada di antara samudra Hindia dan Samudra Pasifik; sedangkan berdasarkan geologis Indonesia berada di antara dua dangkalan besar yaitu dangkalan Sunda dan dangkalan Sahul. Letak fisiografis ini menyebabkan Indonesia kaya akan potensi energi baru terbarukan: air, angin dan gas bumi.

2.1.1 Potensi Sumber Daya Energi Baru Dan Terbarukan

Air adalah salah satu sumber energi terbarukan yang tersedia di alam. Manusia harus dapat memanfaatkan air dengan bijaksana, agar keberadaannya dapat bermanfaat bukan memberikan bencana bagi mereka. Jadi dalam hal ini pemanfaatan energi air untuk pembangkitan listrik harus sangat memperhatikan lingkungan (kondisi daerah sekitar sungai/danau, semua jasad renik yang hidup di air sungai/danau dan kebutuhan air untuk pertanian).

Energi potensial yang dimiliki air dapat dikonversikan menjadi energi listrik. Mesin yang mengubah energi air menjadi energi listrik adalah turbin air-generator, turbin air mengubah energi potensial air menjadi energi mekanik yang selanjutnya generator mengubah energi mekanik menjadi energi listrik.

Menurut BPPT outlook energi Indonesia 2016, Indonesia memiliki potensi hidro sebesar 75.000 MW (Sumberdaya / *Resource*), sedangkan dari potensi tersebut yang telah dimanfaatkan dengan daya terpasang sebesar 7.059 MW. Selain itu potensi mini-mikrohidro di Indonesia sebesar 769,7 MW (Sumberdaya / *Resource*) baru dimanfaatkan dengan daya terpasang sebesar 512 MW. Jadi dari data potensi hidro yang terdapat di Indonesia tersebut di atas ($75.000 \text{ MW} + 769,7 \text{ MW}$) = 75769,7 MW yang telah dimanfaatkan masih sebesar ($7.059 \text{ MW} + 512 \text{ MW}$) = 7571 MW). Dengan demikian potensi hidro yang belum dimanfaatkan sebesar $75.769,7 \text{ MW} - 7.571 \text{ MW} = 68.197,7 \text{ MW}$ atau sebesar 90 persen dari 7.571 MW potensi hidro yang terdapat di Indonesia. Potensi hidro sebesar 7.571 MW itu pun tentunya belum termasuk potensi hidro skala piko yang banyak terdapat di daerah-daerah terpencil.



Indonesia memiliki berbagai jenis energi baru dan terbarukan dalam jumlah yang sangat besar. Tabel 2.1 menunjukkan jenis dan potensi sumber daya energi baru dan terbarukan yang dapat dikonversikan menjadi energi listrik. Potensi energi tersebut dikutip dari BPPT outlook energi Indonesia 2016.

Tabel 2.1.
Sumber daya energi baru dan terbarukan

No	Jenis energi (Energy type)	Sumber Daya (Resources)	Cadangan (Reserves)	Potensi (Potential)	Kapasitas terpasang (Installed cap.)
1	Panas bumi (Geothermal)	12,386 (Mwe)	16,524 MWe*	28,910 MW	1,403.5MW
2	Hidro (Hydro)	75,000 MW*		45,379 MW teridentifikasi (Identified resources)*	8,671 MW*
3	Mini- mikrohidro (Mini-micro hydro)				2,600.76 KW
4	Biomassa (Biomass)	32,654 MWe			1,626 MW (Off Grid) 91.1MW (On Grid)
5	Energi surya (Solar energy)	4.80 kWh/m ² /day**			14,006.5 KW
6	Energi angin (Wind energy)	970 MW*			1.96 MW**
7	Uranium (Uranium)	3,000 MW***			30 MW***
8	Shale gas	574 TSCF***			
9	Gas metana batubara (Coal bed methane)	456.7 TSCF***			
10	Gelombang Laut (Wave energy)	1,995.2 MW Potensi Praktis (Practical Potential)*			
11	Energi Panas Laut OTEC (Ocean Thermal Energy Conversion)	41,012 MW Potensi Praktis (Practical Potential)* 11 Energi Panas Laut OTEC (Ocean Thermal Energy Conversion) 41,012 MW Potensi Praktis (Practical Potential)*			
12	Pasang Surut (Tide and tidal power)	4,800 MW (Potensi Praktis (Practical Potential)*			

Sumber / Source: Ditjen EBTKE, 2015/ Directorate General of NRE&EC, 2015

*) Ditjen EBTKE, 2014/ Directorate General of NRE&EC, 2014

***) Ditjen EBTKE, 2013/ Directorate General of NRE&EC, 2013

****) KESDM, 2013/ MEMR, 2013

2.1.2 Pembangkit Listrik Tenaga Air

Sebagaimana disebutkan di halaman sebelumnya bahwa energi air dapat diubah menjadi energi listrik dengan jalan mengubah energi air menjadi energi mekanik menggunakan turbin air dan selanjutnya mengubah energi mekanik menjadi energi listrik dengan menggunakan generator listrik. Stasiun pembangkit listrik tenaga air dikelompokkan menjadi beberapa kategori yaitu :

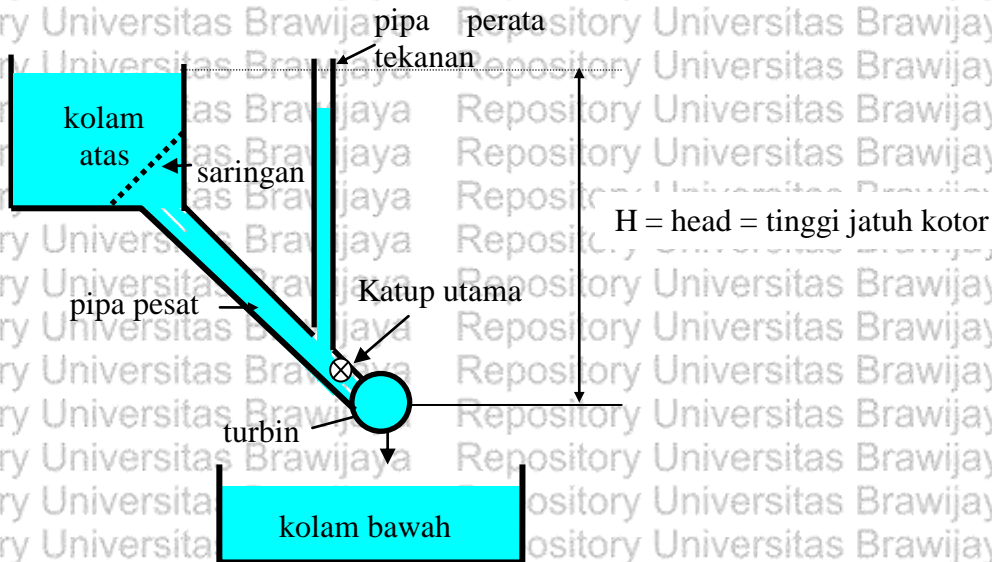
- a. Pembangkit listrik tenaga air (PLTA) skala besar yakni pembangkit listrik yang menggunakan tenaga air dengan kapasitas bangkitan lebih besar dari 100 MW
- b. Pembangkit listrik tenaga air (PLTA) skala menengah yakni pembangkit listrik yang menggunakan tenaga air dengan kapasitas bangkitan dari 15 MW sampai dengan 100 MW
- c. Pembangkit listrik tenaga small hidro (PLTSH) yakni pembangkit listrik yang menggunakan tenaga air dengan kapasitas bangkitan lebih besar dari 1 MW sampai dengan 5 MW
- d. Pembangkit listrik tenaga mini hidro (PLTM) yakni pembangkit listrik yang menggunakan tenaga air dengan kapasitas bangkitan mulai dari 100 kW sampai dengan 1 MW
- e. Pembangkit listrik tenaga Mikro hidro (PLTMH) yakni pembangkit listrik yang menggunakan tenaga air dengan kapasitas bangkitan mulai dari 5 kW sampai dengan 100 kW
- f. Pembangkit listrik tenaga Piko hidro (PLTPH) yakni pembangkit listrik yang menggunakan tenaga air dengan kapasitas bangkitan mulai dari 1 kW sampai dengan 5 kW
- g. Pembangkit listrik tenaga hidro untuk satu keluarga (PLTHK) yakni pembangkit listrik yang menggunakan tenaga air dengan kapasitas bangkitan yang lebih kecil dari 1 kW yang digunakan untuk satu keluarga

2.1.3 Turbin Air

Turbin air adalah mesin konversi energi yang mengubah energi potensial air masuk turbin menjadi energi mekanik pada poros turbin. Mesin ini ada yang dipasang di atas permukaan air kolam bawah atau terendam di dalam air kolam bawah dari instalasi pembangkit listrik tenaga air. Posisi turbin harus sedemikian rupa sehingga energi spesifik air dapat dimanfaatkan secara efektif tanpa terjadi kavitasasi, selama air melewati roda turbin air ataupun saat keluar roda turbin selama melewati pipa lepas (*draft tube*). Bila turbin yang

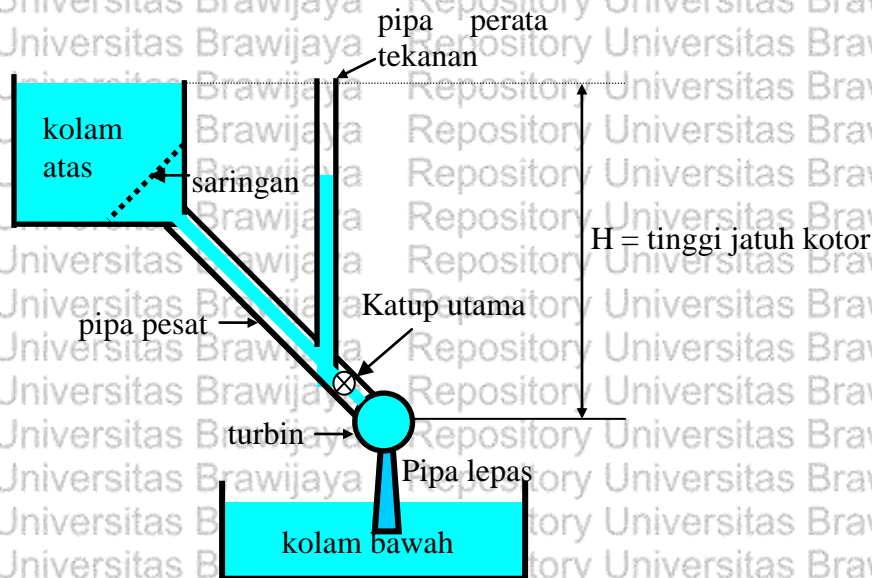
digunakan turbin air aksi posisi turbin selalu di atas permukaan air bak penampung bawah (kolam bawah) dimana roda turbin selalu berhubungan dengan udara luar, atau dengan kata lain turbin bekerja pada tekanan atmosfer. Sedangkan bila turbin yang digunakan turbin air reaksi posisi turbin dapat berada di atas permukaan air kolam bawah atau didalam (terendam) air kolam bawah dimana roda turbin harus selalu terselubungi rumah turbin dan tidak berhubungan dengan udara luar. Jadi untuk turbin reaksi dari bendungan ke turbin sampai ke kolam bawah harus merupakan saluran tertutup. Yang termasuk turbin air aksi adalah turbin air arus lintang dan turbin air Pelton; sedangkan yang termasuk turbin aksi adalah turbin air Francis, turbin air Kaplan dan turbin air aksial atau propeller.

Gambar 2.1, 2.2 dan 2.3 berikut menunjukkan skema instalasi turbin air aksi dan reaksi. Gambar 2.1 menunjukkan skema instalasi turbin air aksi, Gambar 2.2 menunjukkan instalasi turbin air reaksi diinstal di atas permukaan air bawah dan Gambar 2.3 menunjukkan instalasi turbin air reaksi diinstal di bawah permukaan air bawah.

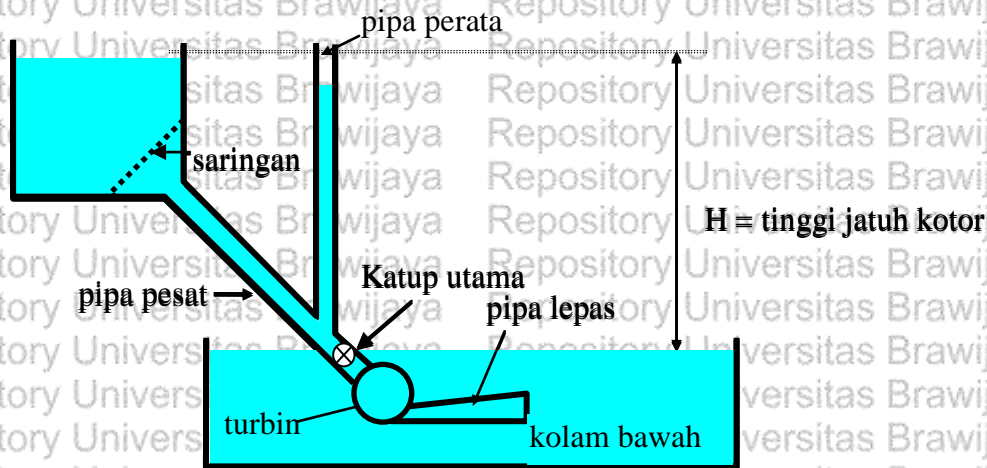


Gambar 2.1 skema instalasi turbin air aksi

Yang termasuk kelompok turbin air aksi adalah turbin air archimedes, arus lintang, turgo dan pelton. Turbin air archimedes beroperasi pada head rendah, turbin air arus lintang beroperasi pada head rendah hingga menengah, turbin air turgo bekerja pada head menengah sampai tinggi dan turbin air pelton bekerja pada head tinggi.



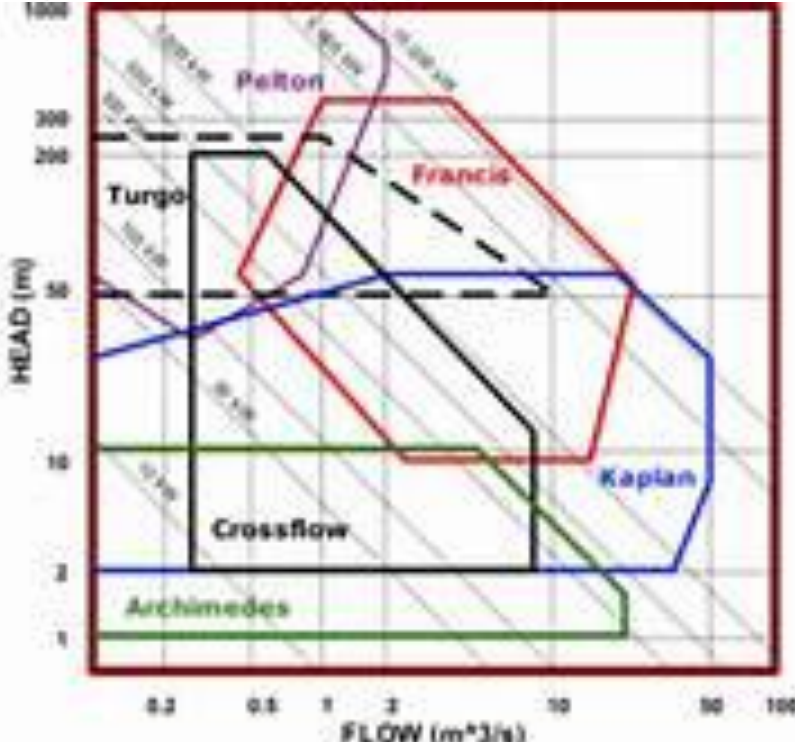
Gambar 2.2 Instalasi turbin air reaksi diinstal di atas permukaan air bawah



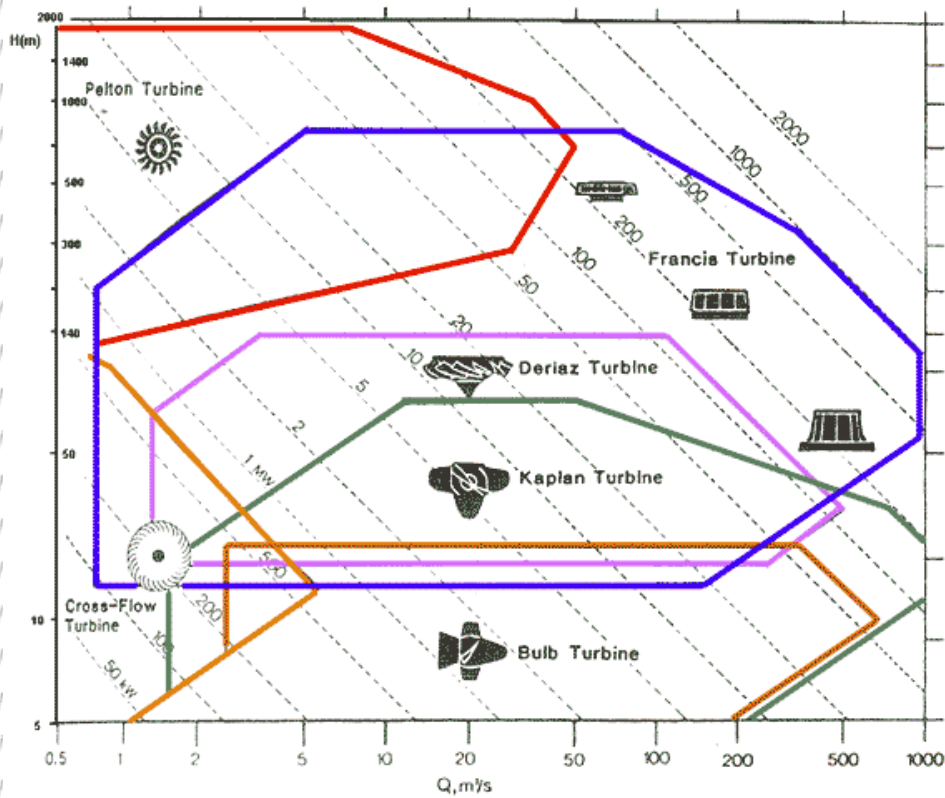
Gambar 2.3 Instalasi turbin air reaksi diinstal di bawah permukaan air bawah.

Yang termasuk kelompok turbin air reaksi adalah turbin air aksial sudu tetap (propeller), aksial sudu dapat digerakkan kaplan dan turbin francis. Turbin air propeller beroperasi pada head rendah, turbin air kaplan beroperasi pada head rendah hingga menengah, turbin air francis bekerja pada head menengah sampai tinggi.

Daerah operasi turbin air ditunjukkan Gambar 2.4 dan Gambar 2.5



Gambar 2.4 Pemilihan turbin air berdasarkan daerah operasi head dan kapasitas
 Sumber : (International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering
 Volume 3, Issue 3, March 2013)



Gambar 2.5 Pemilihan turbin air berdasarkan daerah operasi head dan kapasitas aliran.
 Sumber : Heinzmann HydroTech Private Limited, India

2.2 Bagian Bagian Utama Dari Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Air

Suatu sistem pembangkit listrik tenaga air pada umumnya terdiri dari bendungan, saringan penahan sampah, pipa pesat, pipa pelepas tekanan, waduk atas, pintu pengambilan, gedung pembangkit, turbin air, generator, pesawat angkat, bengkel reparasi, saluran buang, tangga ikan, transformator, beban penyeimbang, perangkat pengaman bangkitan listrik, dan jaringan penghantar listrik. Uraian singkat mengenai bagian bagian tersebut disajikan pada sub bab 2.2.1 sampai sub bab 2.2.17.

2.2.1 Bendungan

Bendungan adalah komponen utama dari suatu pembangkit listrik tenaga air yang berfungsi untuk mengumpulkan dan mengendalikan air sungai sehingga air yang terkumpul memiliki energi potensial yang tinggi dan dapat dimanfaatkan secara maksium. Konstruksi dan prinsip perencanaan bendungan dibedakan menjadi bendungan urungan (yang terdiri dari urungan batu, urungan tanah dan lapisan beton) dan bendungan kerangka baja. Sedangkan istilah dam dan bendung adalah pengendali air untuk ukuran yang lebih kecil dari bendungan. Dam berfungsi mngendalikan air masuk dam dengan jalan menyimpan dan mengatur kapasitas keluaran penggunaan air. Bendung adalah bangunan yang hanya mengatur ketinggian/ meninggikan level permukaan air dengan tanpan memiliki kemampuan penyimpanan air.

2.2.2 Saringan Penahan Sampah

Saringan penahan sampah (*trash rack*) berfungsi untuk menahan sampah jangan sampai terbawa aliran air masuk ke dalam pipa pesat yang menghubungkan bendungan dan turbin air. Saringan tersebut terbuat dari baja dipasang dengan sudut kemiringan tertentu tepat di depan daerah pengambilan (intake). Agar kerugian hidrolis akibat dipasangnya saringan ini kecil kecepatan aliran air saat melewati saringan harus lebih kecil dari 0,6 meter per detik.

2.2.3 Pipa Pesat

Pipa pesat adalah pipa pengantar air yang menghubungkan antara bendungan dan turbin. Selama mengalir melewati pipa pesat air memiliki energi kinetic karena kecepatan alirannya dan energi tekan karena posisi ketinggiannya. Karena kondisi aliran dapat berubah setiap saat maka tekanan yang bekerja pada pipa pesat juga dapat berubah setiap saat. Karena daya yang dibangkitkan turbin sebagai fungsi dari kapasitas aliran air masuk turbin maka semakin banyak air yang mengalir lewat pipa pesat semakin besar daya yang dibangkitkan

turbin dan semakin rendah tekanan air yang mengalir melewati pipa pesat. Perubahan tekanan air dalam pipa pesat merupakan fungsi kapasitas aliran air yang melewati pipa pesat. maka perubahan tekanan inilah yang membuat pipa pesat kembang Kempis. Pipa pesat terbuat dari baja atau PVC yang memiliki kekuatan dan diameter tertentu, sehingga perlu diperhatikan bahwa perubahan kecepatan aliran air yang tinggi atau mendadak di dalam pipa pesat dapat menyebabkan rusaknya pipa pesat karena adanya pukulan air (water hammer) yang besar. Kecepatan air dalam pipa pesat disarankan lebih rendah dari 2 m per detik.

2.2.4. Pipa Pelepas Tekanan (*Surge Tank*)

Pipa pelepas tekanan adalah pipa yang dipasang menjulang ke atas pada pipa pesat, dekat dengan letak turbin air, untuk menghubungkan tekanan air dalam pipa pesat dengan tekanan udara luar. Keberadaan pipa pelepas tekanan diperlukan untuk mengatasi efek buruk dari water hammer agar tidak terjadi. Water hammer terjadi akibat penutupan katup pengatur kapasitas aliran air masuk turbin secara mendadak sehingga berefek meningkatnya tekanan air dalam pipa pesat. Tekanan air akibat water hammer dapat menyebabkan pecahnya pipa pesat, apabila tekanan air yang terjadi akibat water hammer menghasilkan tegangan yang bekerja pada pipa melebihi kekuatan maksimum dari kekuatan pipa pesat. Dengan demikian perlu diperhatikan adanya kenaikan tekanan air dalam pipa pesat karena adanya perubahan yang sangat mendadak energi kecepatan air menjadi energi tekanan akibat penutupan katup. Jadi fungsi dari surge tank adalah untuk melindungi pipa pesat agar tidak pecah karena terjadinya water hammer, akibat pengubahan pembebanan turbin yang sangat dengan tiba-tiba, dengan cara melepas tekanan air dalam pipa pesat ke udara luar melalui pipa pelepas tekanan.

2.2.5 Waduk /Bak Penampung Atas

Waduk atau bak penampung atas yang terletak sebelum bendungan merupakan tempat penyimpanan air. Posisi ketinggian permukaan air dalam waduk terhadap datum menunjukkan besarnya energi potensial yang dimiliki air. Semakin tinggi posisi permukaan air terhadap datum semakin besar kandungan energi per satu satuan berat yang dimiliki air dalam waduk. Sehingga volume dan ketinggian permukaan air dalam waduk menunjukkan besar kandungan energi air yang tersimpan dalam waduk. Jadi besarnya energi air tersimpan dalam waduk, tentunya, menunjukkan tingkat keandalan suatu sistem pembangkit listrik tenaga air dalam membangkitkan/mensuplai energi listrik.

2.2.6 Pintu Pengambilan (*Intake Gate*)

Pintu pengambilan adalah pintu air yang terletak pada tubuh bendungan dimana fungsinya untuk membatasi jumlah aliran air yang dialirkan dari bendungan ke turbin air melalui pipa pesat. Tepat di depan pintu pengambilan ini dipasang saringan penahan sampah agar sampah yang ada tidak ikut masuk ke dalam pipa pesat yang menghubungkan air dalam bendungan ke turbin air. Untuk membuka dan menutup pintu ini menggunakan tenaga hidrolis atau mekanis karena berat pintu dan gaya tekan akibat tekanan hidrostatik air dalam bendungan terhadap permukaan daun pintu.

2.2.7 Gedung Pembangkit (*Power House*)

Gedung pembangkit tenaga adalah gedung dimana di dalamnya ditempatkan peralatan elektro mekanik dan perkantoran dari sistem pembangkit listrik tenaga air. Peralatan elektro mekanik yang dimaksud adalah : katup utama (main valve), turbin air, transmisi daya mekanis, generator, exiter, kontrol panel dan bengkel. Dalam bangunan ini dilengkapi dengan pesawat angkat (untuk PLTA biasanya Over Head Travelling Crane) untuk keperluan pemasangan dan perbaikan turbin generator. Pesawat angkat harus mampu mengangkat bagian terberat dari sistem yang dipasang di dalam rumah turbin. Katup utama bersama sama dengan intake gate berfungsi untuk membuka dan menutup hubungan antara air dalam bendungan dan turbin, sedangkan besar kecilnya aliran air masuk turbin diatur oleh sudu pengatur turbin. Turbin air berfungsi untuk mengubah energi potensial air menjadi energi mekanis pada poros turbin. Transmisi daya mekanis berfungsi untuk meneruskan daya mekanis dari poros turbin ke poros generator dengan mereduksi atau meningkatkan putaran agar sesuai dengan putaran poros generator. Generator berfungsi untuk mengubah energi mekanik menjadi energi listrik. Exiter berfungsi memberikan penguatan medan magnet pada generator. Kontrol panel berfungsi untuk mendistribusikan daya listrik ke jaringan pemakai.

2.2.8 Turbin Air

Sebagaimana telah diuraikan di BAB 1 bahwa turbin air adalah mesin fluida yang mengubah energi potensial air sebagai masukan energi menjadi energi mekanik pada poros turbin sebagai energi keluaran. Pada prinsipnya ada dua kelompok turbin air yaitu turbin aksi dan turbin air reaksi. Turbin aksi adalah turbin air yang proses perubahan energi potensial air diubah menjadi energi kinetik seluruhnya terjadi pipa pancar (*nozzle*) dan selanjutnya energi kinetik diubah menjadi energi menjadi energi mekanis di sudu-sudu roda jalan. Yang termasuk turbin air kelompok ini adalah turbin air arus lintang dan turbin air

Pelton. Sedangkan turbin air reaksi adalah turbin air yang proses perubahan energi potensial air menjadi energi kinetik terjadi melalui dua tahap yang berurutan, yang pertama sebagian besar energi potensial diubah menjadi energi kinetik pada sudu pengarah (*guide blade*) yang berfungsi sebagai pipa pancar dan yang kedua saat air memasuki sudu jalan sebagian lagi energi potensial diubah menjadi energi kinetik dan selanjutnya energi kinetik air diubah menjadi energi mekanis di sudu-sudu roda jalan yang diteruskan pada poros turbin. Yang termasuk turbin air kelompok ini turbin reaksi adalah turbin air francis, turbin propeler dan turbin kaplan.

a. Turbin air arus lintang

Turbin air arus lintang adalah turbin yang sangat sederhana konstruksinya. Uraian mengenai turbin jenis ini akan dilanjutkan dalam sub-bab 2.3.

b. Turbin Pelton

Turbin air Pelton termasuk jenis turbin impulse, oleh karena itu turbin jenis ini juga selalu dipasang di atas permukaan air bawah. Turbin air Pelton dapat dipasang dengan kedudukan poros baik pada posisi vertikal maupun dengan posisi horisontal. Turbin air jenis ini memiliki dua bagian utama, yakni, *runner* dan *nozzle*. Untuk kapasitas aliran air yang besar, sebuah runner dapat dilayani hingga sampai dengan 5 buah nozzle yang disusun sedemikian rupa mengelilingi runner. *Runner* turbin jenis ini terdiri dari poros, piringan, tangkai mangkuk dan beberapa mangkuk. Piringan dipasang kuat pada poros dan pasangan mangkuk-mangkuk dan tangkainya diikatan dengan baut di sekeliling piringan. Masing-masing mangkuk memiliki dua buah cekungan simetri bersebelahan yang merupakan satu tuangan. *Nozzle* terdiri dari tiga bagian utama, yakni, pipa *nozzle*, jarum (*needle*) dan pembelok arah pancaran air (*deflector*). *Needle* berfungsi sebagai katup dan *deflector* berfungsi sebagai pembelok arah pancaran air agar pancaran air tidak menumbuk mangkuk apabila pada sistem pembangkit tenaga turbin air ini mengalami gangguan terhadap penggunaan power yang dibangkitkan. Turbin air pelton terutama digunakan untuk pemanfaatan potensi hidro yang memiliki head tinggi (di atas 30 meter) dengan kapasitas aliran yang relatif kecil. Karena turbin pelton adalah turbin untuk head tinggi maka turbin jenis ini selalu ditemui dengan putaran operasi yang tinggi. Sebagai informasi tambahan bahwa turbin pelton memiliki karakteristik yang menguntungkan, yakni, memiliki efisiensi yang tetap tinggi untuk perubahan pembebanan hingga mencapai pembebanan 40 persen dari beban rencana. Prinsip kerja dari turbin Pelton adalah sebagai berikut : pancaran air yang keluar dari *nozzle* secara



tangensial ditumbukkan ke mangku-mangkuk roda jalan, sehingga terjadi perubahan energi dari energi kinetik air diubah menjadi energi mekanik oleh roda jalan turbin. Karena arah pancaran air dalam menumbuk mangkuk tersebut dalam arah tangensial, maka turbin air pelton sering juga disebut turbin tangensial.

c. Turbin Francis.

Turbin Francis termasuk jenis turbin air reaksi, oleh karena itu turbin jenis ini dapat dipasang baik di atas maupun di bawah permukaan air bawah. Turbin Francis dapat dipasang dengan kedudukan poros baik pada posisi vertikal maupun pada posisi horisontal. Turbin jenis ini memiliki tiga bagian utama, yakni, *runner*, *guide blade* (sudu pengarah) dan rumah turbin/ rumah keong (*casing*). *Runner* turbin Francis terdiri dari poros dan sudu sudu turbin. Sudu-sudu turbin ini berbentuk bilah meliuk tiga dimensi. Sudu pengarah memiliki bentuk yang sedemikian serupa dimana sudu pengarah berfungsi sebagai nosel yang mengatur arah dan jumlah aliran air masuk yang menumbuk sudu sudu turbin. Sedangkan rumah turbin (*casing*) yang menyerupai bentuk rumah keong/ siput dengan penampang melintang lingkaran atau trapesium merupakan saluran air yang datang dari pipa pesat menuju runner. Selanjutnya sudu pengarah yang dipasang di tepian bagian dalam rumah turbin, sebagaimana dijelaskan sebelumnya, berfungsi sebagai pengarah aliran air dan katup pengatur aliran air dari *casing* ke *runner*.

Prinsip kerja dari turbin Francis adalah sebagai berikut : pancaran air yang keluar dari sudu pengarah secara radial ditumbukkan ke sudu-sudu roda jalan, sehingga terjadi perubahan energi dari energi kinetik air diubah menjadi energi mekanik oleh roda jalan turbin. Karena arah pancaran air dalam menumbuk sudu-sudu roda jalan tersebut dalam arah radial, maka turbin Francis sering juga disebut turbin radial. Apabila pada sistem pembangkit tenaga turbin air ini mengalami gangguan pada penggunaan power yang dibangkitkan, maka sudu pengarah digerakkan untuk memperkecil atau menutup laluan air dan berakibat menghentikan aliran air yang menumbuk sudu sudu turbin. Turbin air Francis terutama digunakan untuk pemanfaatan potensi hidro yang memiliki head menengah (dari beberapa puluh meter hingga 100 meter) dengan kapasitas aliran menengah (dari beberapa meter kubik hingga puluhan meter kubik). Karena turbin Francis adalah turbin untuk head menengah maka turbin jenis ini selalu ditemui dengan putaran operasi yang tidak terlalu tinggi. Perlu dikemukakan bahwa turbin Francis memiliki karakteristik yang cukup baik, yakni, memiliki efisiensi yang tinggi pada saat dioperasikan di dekat kapasitas maksimum; walaupun demikian efisiensinya cenderung menurun untuk perubahan pembebanan yang besar. Karena



karakteristik yang demikian turbin Francis paling cocok untuk instalasi pembangkit yang dioperasikan dengan pembebanan konstan.

d. Turbin propeler (turbin aksial)

Turbin air Propeler termasuk jenis turbin reaksi oleh karena itu turbin jenis ini dapat dipasang baik di atas maupun di bawah permukaan air bawah. Turbin Propeller dapat dipasang dengan kedudukan poros baik pada posisi vertikal maupun pada posisi horisontal.

Turbin jenis ini memiliki tiga bagian utama, yakni, roda turbin (*runner*), sudu pengarah (*guide blade*) dan rumah turbin/ rumah keong (*casing*). *Runner* turbin jenis ini terdiri dari poros dan sudu sudu turbin yang berbentuk tiga dimensi. Rumah turbin merupakan saluran yang menyerupai bentuk rumah keong/ siput dengan penampang melintang lingkaran atau trapesium. Sudu pengarah berfungsi sebagai pengarah aliran air dan katup pengatur aliran air dari *casing* yang akan ditumbukkan ke sudu sudu *runner*.

Prinsip kerja dari turbin propeler adalah sebagaimana dijelaskan berikut ini. Energi potensial air sebagian dirubah menjadi energi kinetik saat meninggalkan sudu pengarah dan selanjutnya pancaran air yang keluar dari sudu pengarah yang juga masih mengandung energi potensial secara aksial ditumbukkan ke sudu-sudu roda jalan. Selama air melewati lorong sudu sudu tersebut terjadi pula perubahan energi potensial yang masih terkandung dalam air dirubah menjadi energi kinetik dan selanjutnya terjadi perubahan momentum yang menghasilkan gaya dorong pada sudu sudu maka terjadilah perubahan energi yaitu dari energi kinetik air berubah menjadi energi mekanik pada poros roda jalan turbin. Perlu diketahui bahwa turbin propeler pada prinsipnya mirip dengan turbin Francis hanya saja terdapat perbedaan pada konstruksi sudu-sudu roda jalan dan poros serta hubnya. Turbin propeler sering dikenal dengan sebutan turbin aksial karena saat air menumbuk sudu sudu turbin dengan arah aksial.

Apabila pada sistem pembangkit tenaga turbin air ini mengalami gangguan pada penggunaan power yang dibangkitkan, maka sudu pengarah digerakkan menutup laluan air sehingga menghentikan aliran air yang menuju ke sudu sudu roda turbin. Turbin propeller terutama digunakan untuk pemanfaatan potensi hidro yang memiliki head rendah hingga head menengah (dengan head beberapa puluh meter) dengan kapasitas aliran menengah hingga besar (dari beberapa meter kubik hingga puluhan meter kubik). Karena turbin Propeller adalah turbin untuk *head* rendah hingga *head* menengah maka turbin jenis ini selalu ditemui dengan putaran operasi yang tidak terlalu tinggi. Turbin aksial memiliki karakteristik yang cukup baik, yakni, memiliki efisiensi yang tinggi pada pengoperasian di dekat kapasitas



maksimum; walaupun demikian efisiensinya cenderung menurun untuk perubahan pembebanan yang besar. Karena karakteristik yang demikian turbin aksial paling cocok untuk instalasi pembangkit yang dioperasikan dengan pembebanan konstan.

e. Turbin Kaplan (turbin aksial dengan sudu dapat diubah posisinya)

Dalam praktek ditemui bahwa turbin propeller dibedakan menjadi dua jenis, yakni, turbin propeller (turbin aksial) dengan sudu-sudu roda jalan yang tak dapat diatur posisinya (tetap) yang selanjutnya sering disebut dengan turbin aksial; dan turbin propeller (turbin aksial) dengan sudu-sudu roda jalan yang dapat diatur posisinya (dirubah-rubah posisinya) yang selanjutnya sering disebut dengan turbin kaplan. Jadi sejatinya turbin kaplan adalah turbin turbin propeler dengan arah aliran air masuk dan keluar sudu secara aksial dimana posisi kemiringan sudu dapat diatur dengan sistem hidrolis untuk mengimbangi besarnya kecepatan aliran air masuk sudu. Pengaturan posisi sudu-sudu roda jalan pada turbin kaplan dilakukan dengan menggunakan sistem tenaga hidrolis yang terletak di dalam *runner hub* dimana saluran utama sistem hidrolis berada di dalam poros turbin. Jadi poros turbin kaplan adalah merupakan poros berlubang. Kelebihan turbin Kaplan, karena posisi sudu-sudu rodajalannya dapat diatur posisinya, memiliki karakteristik yang sangat menguntungkan karena efisiensi turbin ini cukup tetap stabil walaupun terjadi perubahan pembebanan ataupun head yang cukup besar.

2.2.9 Generator

Generator adalah suatu mesin konversi energi yang mengubah energi mekanik sebagai masukan menjadi energi listrik sebagai keluaran. Pada stasiun pembangkit listrik tenaga air, energi mekanis yang berupa torsi pada poros turbin air ditranfer ke poros generator untuk diubah menjadi energi listrik. Jadi pada stasiun pembangkit listrik tenaga air, energi potensial air diubah menjadi energi listrik oleh pasangan turbin generator. Generator listrik dikelompokkan menjadi 3 golongan : generator arus searah, generator sinkron dan generator tidak sinkron. Generator arus searah adalah generator yang menghasilkan arus listrik searah. Generator sinkron merupakan tipe mesin listrik penghasil listrik arus bolak balik yang banyak dipilih. Sebaliknya, generator induksi (generator asinkron) adalah generator penghasil listrik arus bolak balik yang memiliki keterbatasan penggunaannya karena masalah eksitasi dan pengendalian tegangan yang dihasilkan.

a. Generator arus searah

Generator arus searah, sering disebut generator DC (*Direct Current*), adalah mesin yang mengubah energi mekanik menjadi energi listrik arus searah. Generator arus searah terdiri dari dua bagian, yaitu, pertama stator merupakan bagian mesin yang diam, dan rotor merupakan bagian mesin yang berputar. Bagian stator terdiri dari: rangka motor, kumparan stator, sikat arang, bearing dan terminal box. Sedangkan bagian rotor terdiri dari: komutator, kumparan, kipas rotor dan poros rotor. Generator ini menggunakan magnet permanent dengan 4-kutub rotor, serta dilengkapi dengan regulator tegangan, proteksi terhadap beban lebih, starter eksitasi dan penyearah. Jadi keluaran dari generator ini adalah energi listrik arus searah. Penggunaan generator arus searah untuk stasiun pembangkit listrik tenaga air mengalami keterbatasan dikarenakan bangkitan tegangan yang rendah sehingga memerlukan kawat penghantar berdiameter besar untuk menghindari besarnya kerugian tegangan.

b. Generator Sinkron

Mesin sinkron adalah mesin listrik yang beroperasi tanpa slip. Mesin sinkron memiliki dua bagian utama yaitu : pertama struktur medan magnet, yang membawa kumparan (gulungan) tereksitasi dc, dan yang kedua adalah jangkar (*armature*). Jangkar merupakan bagian yang diam tidak bergerak sedangkan struktur medan magnet adalah bagian yang berputar. Kumparan dc pada struktur medan magnet yang berputar dihubungkan ke suatu sumber luar melalui cincin geser dan sikat. Dalam suatu sikat penguat arus dc terdapat suatu kumparan ac yang terpisah yang ditempatkan pada rotor utama, atau pada suatu rotor terpisah langsung berhubungan dengan rotor utama. Tegangan ac diperbaiki di sirkuit rectifier yang ditempatkan pada rotor. Konstruksi mesin sinkron tergantung pada konstruksi rotor yaitu tipe melingkar (round type) atau tipe kutub sunyi (silent pole type). Generator sinkron adalah generator yang paling mudah untuk digunakan di instalasi mikro/piko hidro yang beroperasi di daerah terpencil. Walaupun generator tersebut memiliki sejumlah keterbatasan. Generator yang kecil biasanya memiliki impedansi transien yang tinggi yang mengakibatkan kesulitan menstarter motor dan penurunan tegangan transien yang tinggi. Penggunaan generator ini apabila terjadi ketidak seimbangan pembebanan akan mengakibatkan distorsi harmonik yang signifikan terhadap tegangan yang dibangkitkan. Distorsi harmonik dari generator sinkron dapat direduksi sampai pada suatu level yang diperbolehkan dengan memberikan inersia pada poros yang berputar sampai batas fluktuasi kecepatan tertentu karena adanya ketidak balanan pembebanan.

c. Generator induksi (generator asinkron)

Generator induksi pada dasarnya adalah motor induksi yang diputar sebagai generator pada putaran yang lebih tinggi daripada generator sinkron dikarenakan adanya slip negatif.

Generator jenis ini konstruksinya lebih sederhana sehingga harganya lebih murah dari pada generator sinkron. Sebagai tambahan informasi generator induksi desainnya lebih kasar sehingga cocok untuk kondisi yang ditemui pada pemakaian di pembangkit listrik tenaga piko/mikro hidro. Untuk mengoperasikan generator induksi memerlukan eksitasi dari luar. Pengoperasian generator induksi biasanya dilakukan dengan menghubungkan generator ke jaringan listrik, tetapi hal ini sulit dilakukan untuk stasiun pembangkit terisolasi. Untuk alasan ini usaha telah banyak dicurahkan terhadap desain alat elektronik untuk tujuan eksitasi dan kontrol terhadap pengoperasian generator induksi pada lokasi yang terisolasi.

Keunggulan dan keterbatasan generator induksi :

- a. Konstruksi rotor terbuat dari batang tembaga tak berisolasi, memiliki koneksi dan komponen yang sedikit dan konduktor dicekam dengan kuat dalam alur alur yang terpisah.
- b. Eksitasi memerlukan system eksitasi terpisah tanpa sikat atau cincin cincin kolektor.
- c. Bentuk gelombang yang dibangkitkan cenderung meredam keluar elemen pasip harmonik
- d. Harga murah, perawatan ringan, tetapi efisiensi rendah dan power factor yang jelek.

2.2.10 Pesawat Angkat (OHTC Overhead Travelling Crane)

Pesawat angkat ini digunakan untuk mengangkat beban pada saat pemasangan dan perbaikan/ maintenance peralatan mesin elektrik dalam rumah turbin khususnya untuk pemasangan dan perbaikan dari turbin dan generator. Untuk turbin dengan poros vertikal rel OHTC harus berada lebih tinggi dari ruang generator. Daerah jangkauan layanan pesawat ini harus sampai pada daerah sekitar turbin dan generator dengan kapasitas angkat harus lebih besar dari bagian terberat dari komponen turbin-generator. Bagian terberat dari turbin-generator adalah Generator listrik. Jadi kemampuan angkat dari OHTC paling tidak harus 25 persen lebih besar dari berat generator listrik.

2.2.11 Bengkel Reparasi

Bengkel reparasi yang dilengkapi mesin bubut, frais, skrap, bor dan mesin las biasanya terletak di sisi ruang turbin. Bengkel ini merupakan tempat untuk melakukan perbaikan ringan dari komponen komponen mesin dalam power house. Perlu disampaikan di

sini bahwa secara regular sudu turbin harus dilakukan pemupukan/ penambalan akibat kikisan erosi dan korosi yang terjadi.

2.2.12 Saluran Buang (*Tailrace*)

Saluran buang adalah saluran yang digunakan mengalirkan air yang meninggalkan turbin air untuk dikembalikan ke aliran sungai. Untuk turbin aksi air yang meninggalkan turbin langsung mengalir menuju saluran buang. Sedangkan pada turbin reaksi air yang meninggalkan turbin dialirkan terlebih dahulu melalui pipa ekor (*draft tube*) sampai air tersebut memiliki kecepatan rendah baru dilepas untuk disalurkan melalui saluran buang yang selanjutnya diarahkan ke aliran sungai. Untuk menjaga kondisi permukaan saluran, aliran air selama melewati saluran buang biasanya dirancang dengan kecepatan di bawah 1,6 meter per detik.

2.2.13 Tangga Ikan

Tangga ikan atau lintasan ikan yang dibangun pada stasiun pembangkit listrik tenaga air dimaksudkan untuk menjaga keberlangsungan hidup ikan dan jasad renik. Suatu hal yang tidak boleh dilupakan dalam mengeksploitasi tenaga air, untuk keperluan mikro/ piko hidro agar tidak memberikan implikasi buruk terhadap biota yang ada di sepanjang sungai, adalah menjaga kelestarian jasad renik yang hidup di sungai. Pembangunan bendung di sungai dapat merusak atau mengganggu kehidupan jasad renik dan satwa liar serta sumber daya alam lainnya. Adanya bendungan beberapa jenis ikan, seperti salmon, lele, wader, uceng dan udang tercegas berenang menuju hulu untuk bertelur. Kondisi air dalam bendungan akan lebih panas dibandingkan dengan kondisi air setelah bendungan yang selalu mengalir dengan kecepatan yang lebih tinggi. Untuk memberikan peluang migrasi ikan perlu adanya tangga laluan ikan pada bendungan stasiun pembangkit listrik tenaga air yang menghubungkan antara air yang terdapat di daerah sebelum bendungan dan air yang ada di bagian bawah bendungan, sehingga melalui tangga tersebut ikan dan udang dapat naik ke bendungan dan memasuki daerah hulu. Namun keberadaan bendung/bendungan hidroelektrik tetap mengakibatkan terjadinya perubahan pola migrasi mereka dan merusak populasi ikan. Pembangkit listrik tenaga air juga dapat menyebabkan kadar oksigen terlarut di dalam air menjadi rendah, yang berbahaya bagi habitat sungai. Beberapa usaha untuk mempertahankan keberadaan jenis ikan adalah harus sering dilakukannya penaburan benih ikan di daerah bendungan.

2.2.14 Transformator

Transformator adalah perangkat yang terdiri dari dua kumparan tanpa adanya koneksi langsung antara satu dengan yang lain, dimana alat tersebut berfungsi untuk menaikkan atau menurunkan tegangan listrik tanpa mengubah frekuensi. Transformator yang berfungsi sebagai penaik tegangan memiliki komponen utama lilitan primer, lilitan sekunder dan cairan pendingin. Transformator penaik tegangan memiliki jumlah lilitan sekunder lebih banyak daripada lilitan primer dan cairan pendingin yang berfungsi untuk menjaga agar suhu trafo selalu dalam suhu aman. Transformator jenis ini dipasang pada pembangkit tenaga listrik sebagai alat untuk menaikkan tegangan listrik yang dihasilkan generator sehingga tegangan listrik setelah melewati transformator memiliki tegangan tinggi yang selanjutnya disalurkan melalui transmisi jarak jauh menuju pusat pembagi beban. Jadi prinsipnya transformator dipasang untuk menjaga keandalan tegangan pengaliran listrik ke konsumen dan mengalirkan energi listrik dari sirkuit lain tanpa koneksi listrik langsung.

2.2.15 Beban Penyeimbang (*Dummy Load*)

Beban penyeimbang, adalah suatu perangkat yang digunakan sebagai penyeimbang antara bangkitan dan pemakaian energi dari system pembangkit tenaga listrik. Beban penyeimbang yang digunakan sebagai penyerap energi biasanya berupa pemanas udara atau pemanas air. Untuk menjamin agar sistem pembangkit selalu beroperasi dalam kondisi aman, kapasitas beban penyeimbang harus memiliki kemampuan setidaknya 120% dari kapasitas pembangkitan sistem.

2.2.16 Perangkat Pengaman Bangkitan Listrik

Perangkat pengaman bangkitan listrik adalah peralatan yang digunakan untuk mengalihkan hubungan, mengendalikan dan melindungi sirkuit aliran listrik. Jadi pada dasarnya peralatan pengaman adalah untuk menjaga pelayanan energi listrik kepada konsumen dengan keandalan dan mutu tinggi, serta mencegah terjadinya kerusakan peralatan pada sistem tenaga listrik akibat terjadinya gangguan operasi sistem dan melindungi manusia dari bahaya yang ditimbulkan oleh tenaga listrik. Perangkat pengaman ini meliputi : pemutus sirkuit, saklar, sekring, isolator, relay, pengaman petir.

2.2.17 Jaringan Penghantar Listrik

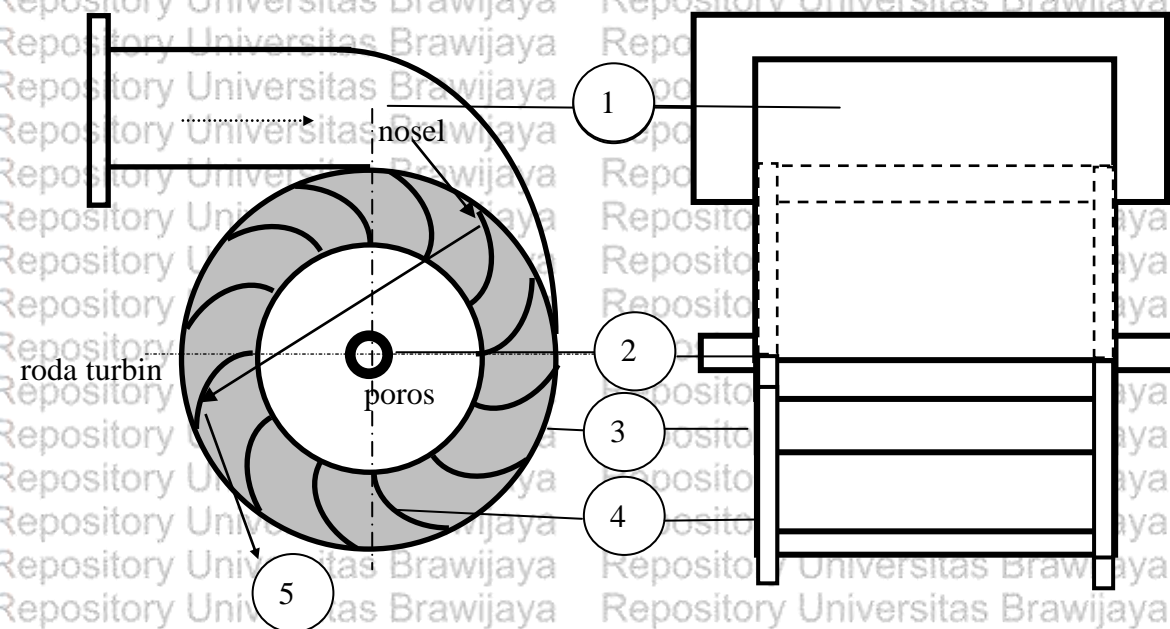
Jaringan penghantar listrik adalah saluran yang berupa kawat penghantar untuk mengalirkan energi listrik dari pembangkit ke titik titik pemakai energi. Untuk mengalirkan energi listrik yang dihasilkan mikro/pikohidro ke kosumen, jaringan fasa tunggal lebih



dipilih dari pada jaringan 3 fasa karena akan terjadi kesulitan dalam menyeimbangkan beban antar fasa. Dalam mendesain jaringan haruslah memperhatikan terjadinya rugi tegangan yang merupakan fungsi dari jarak penyaluran, diameter dan bahan kawat penghantar. Semakin panjang kawat penghantar semakin besar rugi tegangan, semakin kecil diameter kawat penghantar semakin besar rugi tegangan dan semakin besar tahanan jenis kawat penghantar semakin besar rugi tegangan. Desain jaringan yang baik apabila kerugian tegangan yang terjadi sampai pada titik titik pelayanan tidak mencapai sebesar 4%.

2.3 Turbin Air Arus Lintang atau Turbin Banki (*Crossflow Turbine*)

Turbin air arus lintang atau turbin air Banki atau *cross flow turbine* dikelompokkan dalam kelompok turbin impuls. Pada prinsipnya turbin *cross flow* terdiri dari sebuah roda turbin (*runner*) dan nosel (*nozzle*). Roda turbin Banki berbentuk drum yang memiliki sejumlah sudu yang dipasang tetap di antara kedua piringan yang disangga oleh poros. Permukaan sudunya memiliki bentuk lengkungan busur lingkaran. Penampang nosel pada sisi masuk memiliki bentuk segi empat beratap lurus dan pada penampang sisi keluar memiliki atap berbentuk lengkungan dengan jari jari berpusat pada sumbu roda jalan Gambar 2.13. Skema turbin air cross flow (Banki) ditunjukkan Gambar 2.6.



Gambar 2.6 : turbin arus lintang (Banki)

Keterangan Gambar

1 = nosel 2 = poros 3 = piringan 4 = sudu 5 = aliran air

Prinsip kerja dari turbin arus lintang adalah sebagai berikut : air keluar dari nosel masuk ke roda jalan menumbuk sudu-sudu tingkat pertama dan kemudian air tersebut keluar

dari lorong sudu-sudu tingkat pertama lalu melewati ruang kosong dalam roda jalan yang selanjutnya menuju ke tingkat kedua dan akhirnya air tersebut keluar dari lorong sudu-sudu tingkat kedua menuju ke kolam bawah. Tak seperti jenis turbin yang lain, turbin arus lintang memiliki konstruksi yang sangat sederhana. Mengingat konstruksi yang sederhana dan cakupan kapasitas turbin arus lintang yang tidak terlalu besar, khususnya untuk pusat listrik tenaga air skala kecil, menyebabkan perancang sistem pembangkit tenaga air mencirikan turbin jenis ini sebagai turbin yang paling cocok untuk teknologi menengah.

2.4 Fabrikasi Turbin Air Arus Lintang

Turbin air arus lintang (untuk mikro dan pikohiro) dapat difabrikasi di bengkel bengkel sederhana yang memiliki mesin bubut, sekrap, gergaji bor dan las. Bahan bahan yang diperlukan adalah baja poros untuk poros turbin, baja plat untuk piringan roda turbin dan nosel, dan pipa untuk sudu sudu roda turbin. Poros turbin dibuat dari bahan baja poros dan dibentuk dengan menggunakan mesin gergaji, mesin bubut, dan mesin frais. Piringan roda turbin dibuat dari plat baja dengan menggunakan mesin las potong, mesin bubut dan mesin bor. Sudu sudu roda turbin dibuat dari pipa baja dengan menggunakan mesin gergaji, mesin las, dan mesin skrap. Selanjutnya poros, piringan roda turbin dan sudu sudu digabungkan menjadi satu dengan jalan pengelasan untuk dikonstruksi menjadi roda turbin. Nosel dibuat dari bahan plat baja dengan menggunakan mesin gerjaji dan mesin skrap untuk membentuk komponen komponennya kemudian digabungkan untuk membentuk nosel dengan melakukan pengelasan. Secara rinci penggunaan mesin mesin pada proses pembuatan roda turbin dan nosel disajikan pada Tabel 2.2 di bawah ini.

Tabel 2.2 Proses pembuatan roda turbin dan nosel

Pembuatan komponen	Proses/mesin yang digunakan					
	gergaji	bubut	sekrap	bor	Frais	las
Bilah sudu	1 pemotongan		2 perataan			
Piringan		2 Pembulatan		3 pelubangan		1 pemotongan
Poros	1 pemotongan	2 Pembulatan			3 pembuatan alur pasak	
Perakitan roda turbin		2 Pembulatan Senter, balan				1 Penggabungan bilah sudu, piringan dan poros
Nosel	1 pemotongan		3 perataan	4 pelubangan		2 Pemotongan dan penggabungan

Keterangan : 1,2,3,4 urutan proses

2.5 Sejarah Perkembangan Turbin Air Arus Lintang

Turbin air arus lintang pertama kali diciptakan oleh seorang insinyur Australia, dari daerah Victoria, bernama A.G.M. Michell, pada tahun 1903. Sayang sekali Michell tidak membukukan hasil penemuannya tersebut secara lengkap. Turbin jenis ini menjadi terkenal di daratan Eropa setelah seorang Honggaria, Prof. Donat Banki, mempublikasikan hasil percobaannya mengenai turbin arus lintang yang ditemukan Michell dengan memakai sudut serang yang lebih kecil, dengan cara ini Banki dapat meningkatkan efisiensi turbin jenis arus lintang. Selanjutnya turbin arus lintang dikenal dengan nama turbin Michell atau turbin Banki atau sering disebut turbin Michell-Banki.

Turbin arus lintang dikenal oleh masyarakat Amerika setelah Mockmore dan Merryfield pada tahun 1949 mengintroduksikan terjemahan bebas kertas kerja Banki. Mockmore dan Merryfield juga melakukan studi mengenai turbin Banki dengan cara mengadakan eksperimen, dimana pada eksperimen tersebut mereka menggunakan model yang memiliki roda turbin (*runner*) dengan ukuran : diameter 13,1 inchi, lebar 12 inchi, perbandingan antara diameter luar dan diameter dalam 0,66 sedangkan jumlah sudu yang dipilih adalah sebanyak 20 buah. Efisiensi turbin yang mereka dapatkan dari eksperimen tersebut adalah sebesar 68% pada putaran poros turbin sebesar 270 rpm. Selanjutnya berdasarkan hasil eksperimen yang mereka lakukan tersebut, mereka kemudian menyarankan bahwa lebar efektif dari roda jalan dapat diubah-ubah akan tetapi sebaiknya besarnya sudut serang pancaran air terhadap sudu jangan dirubah. Mereka mengoptimasikan bahwa besarnya sudut serang yang menguntungkan adalah kira-kira 15° sampai 16° .

Varga (1959), melakukan studi mengenai variasi tekanan statik sepanjang lengkungan kurva bagian dalam dari *nozzle*. Model yang diuji oleh Varga adalah sebuah roda turbin dengan diameter bagian luar 200 mm, diameter bagian dalam 132 mm, panjang 128 mm dan memiliki jumlah sudu sebanyak 30 buah sudu. Pengujian distribusi tekanan ia lakukan pada dua kondisi yang berbeda, yakni, pada kondisi pancaran air dari nosel bebas tanpa menumbuk roda jalan (roda jalan dilepas dari tempatnya) dan pada kondisi pancaran air dari nosel menumbuk roda jalan (roda jalan terpasang di tempatnya). Dari hasil pengujian dengan kondisi yang disebut terakhir, Varga mendapatkan hubungan antara distribusi tekanan pada dinding kurva bagian dalam nosel dengan perbandingan kecepatan roda jalan (U/V). Yang dimaksud dengan perbandingan kecepatan roda jalan disini adalah perbandingan antara kecepatan keliling roda jalan U dan kecepatan pancaran air bebas meninggalkan nosel V . Varga juga menyimpulkan bahwa distribusi tekanan sepanjang dinding kurva bagian dalam

nosel (pada kondisi pancaran air bebas tanpa menumbuk roda jalan) secara praktis adalah serupa dengan distribusi tekanan pada dinding kurva bagian dalam nosel yang terjadi pada kondisi roda jalan terpasang untuk panjang (lebar) nosel yang sama .

Haimerl pada tahun 1960 melakukan pengujian turbin arus lintang dengan memasang saluran penghubung antara sisi keluar turbin dan permukaan air penampung buang (tail race).

Selanjutnya ia menyatakan bahwa turbin air arus lintang tidak sepenuhnya merupakan turbin aksi atau turbin impulse. Dari hasil uji yang dilakukan ia menemukan bahwa efisiensi turbin air arus lintang tidak berubah walaupun turbin dioperasikan pada kondisi 1/3, 2/3 dan seluruh lebar roda jalan.

Nakase dan kawan kawan pada tahun 1983 melakukan uji terhadap sebuah roda turbin berdiameter luar 315 mm dengan perbandingan diameter dalam dan diameter luar 0,68 , lebar roda dengan besar yang sama dengan diameter roda dan memiliki jumlah sudu sebanyak 26 buah. Roda turbin diuji dengan pasangan nosel besar sudut busur sembur yang berbeda beda.

Dari hasil eksperimen Nakase menemukan bahwa efisiensi tertinggi sebesar 83% dicapai oleh nosel dengan besarnya busur lengkung sembur 90°.

Durgin dan Fay pada eksperimen yang dilakukan tahun 1984 menemukan bahwa air yang disemurkan nosel ke sudu tingkat pertama tidak seluruhnya dapat melintas melalui tengah roda turbin dan selanjutnya menumbuk sudu tingkat kedua. Dalam eksperimen tersebut mereka mendapatkan efisiensi maksimum dari model turbin arus lintang yang mereka uji sebesar 61% pada perbandingan kecepatan 0,48. Selanjutnya mereka memprediksi bahwa pada sudu tingkat kedua hanya berkontribusi pembangkitan daya turbin sebesar 17% .

Pada tahun 1984, Khosrowpanah melakukan uji karakteristik turbin arus lintang terhadap empat buah roda jalan sebagai model uji, satu roda jalan dengan diameter 152,2 mm dan tiga roda jalan yang lain memiliki diameter 305 mm. Pada eksperimen tersebut digunakan 3 buah nosel dengan besar busur lengkung sembur 58°, 78° dan 90°. Hasil pengujian yang dilakukan Khosrowpanah menginformasikan bahwa roda jalan dengan diameter 305 mm menghasilkan efisiensi yang lebih tinggi daripada efisiensi yang dihasilkan oleh roda jalan turbin arus lintang dengan diameter 152,5 mm, dan efisiensi maksimum sebesar 80 persen dihasilkan oleh pemakaian nosel dengan sudut busur sembur 90°.

Hothersall, pada tahun 1985 melakukan pengujian karakteristik terhadap dua buah roda jalan turbin air arus lintang, roda jalan pertama memiliki diameter 288 mm dengan jumlah sudu 20 buah dan roda jalan kedua memiliki diameter 200 mm dengan jumlah sudu 21 buah. Pengujian roda jalan pertama dilakukan dengan menggunakan nosel yang memiliki besar busur lengkung sembur 60° dan pengujian roda jalan kedua dilakukan dengan menggunakan

nosel yang memiliki busur lengkung sembur 130° . Hasil uji yang dilakukan Hothersall tersebut menunjukkan bahwa roda jalan pertama menghasilkan efisiensi 50 persen pada bukaan nosel 75 persen. Sedangkan roda jalan kedua mampu menghasilkan efisiensi sebesar 75 persen.

Studi mengenai bentuk sudu pengarah pada nosel (*guide blade*) dilakukan oleh Van Berkel pada tahun 1988. Ia membuat sudu pengarah dengan memanfaatkan prinsip katup kupu-kupu dan kemudahan pembuatan, dalam hal ini ia melakukan modifikasi konstruksi sudu pengarah yang digunakan oleh Ossberger. Berdasarkan hasil test terhadap model yang dibuat dan juga berdasarkan simulasi yang dilakukan, ia menyatakan bahwa sudu pengarah yang demikian memungkinkan menghasilkan koefisien kapasitas aliran sampai 95 persen.

Ott Ronald F dan Chappell John R dari *Ott engineering* Amerika Serikat melakukan uji lapangan terhadap turbin arus lintang di California utara. Berdasar hasil uji prototype yang dilakukan tersebut, mereka menyatakan bahwa efisiensi turbin arus lintang mencapai 79 persen.

Studi eksperimen untuk meningkatkan efisiensi turbin arus lintang juga dilakukan oleh Fiuzat and Akerkar dari Universitas Clemson, Amerika Serikat pada tahun 1989. Eksperimen dilakukan dengan menambahkan saluran pengarah dalam ruangan kosong di tengah roda turbin untuk mengarahkan air yang keluar dari tingkat pertama menuju tingkat kedua. Hasil eksperimen dilaporkan, walaupun untuk kapasitas aliran air yang lebih rendah, bahwa efisiensi yang dicapai turbin arus lintang pada eksperimen tersebut hingga mencapai 90 persen.

Hara dan kawan-kawan dari Universitas Clemson (1991) melakukan eksperimen dengan membuat model yang memiliki sudu 25,30,35 dan 40 sudu dengan tujuan untuk mengurangi benturan pancaran air saat keluar dari sudu tingkat pertama sehingga memberikan sudu pancar air keluar sudu yang akan memberikan dampak lebih baik saat menumbuk sudu tingkat kedua. Dari eksperimen yang dilakukan ditemukan bahwa model dengan jumlah sudu 35 bilah menghasilkan efisiensi yang tertinggi, yaitu, sebesar 92 persen dengan angka ketidakpastian $\pm 2,4$ persen.

Sutikno (1991) melakukan eksperimen terdapat 7 buah roda jalan dengan besar sudut busur sembur nosel yang berbeda-beda, (yaitu 30° , 45° , 60° , 75° , 90° , 105° , dan 120°) terhadap efisiensi turbin air arus lintang. Pada eksperimen tersebut Sutikno menguji 7 buah pasangan roda jalan - nosel tersebut dengan head drop yang sama. Hasil uji menunjukkan bahwa efisiensi maksimum sebesar 68 persen dicapai oleh model dengan nosel yang memiliki

busur lengkung semburan air sebesar 75° . Mengenai karakteristik turbin arus lintang terhadap perubahan pembebanan, hasil uji menunjukkan bahwa model dengan nosel berbusur lengkung semburan air 90° memiliki lengkung efisiensi yang lebih datar dibandingkan model yang memiliki pasangan nosel berbusur lengkung semburan air 75° .

Desai and Aziz pada tahun 1993 melakukan uji turbin cross flow dengan menggunakan sudut pancaran air masuk sebesar 24° , 24° , dan 32° , perbandingan diameter luar dan diameter dalam roda turbin D_2/D_1 sebesar 0,6 ; 0,68 dan 0,75 dan dengan jumlah sudu 15, 20 dan 25 bilah. Hasil uji menunjukkan efisiensi bervariasi antara 46 % hingga 84,5 %. Efisiensi meningkat dengan meningkatnya jumlah sudu. Penambahan besar sudut masuk tidak memperbaiki efisiensi turbin. Untuk sudut pancaran air 24° dengan perbandingan diameter 0,68 menunjukkan efisiensi terbaik (antara 59% sampai dengan 84,5 %). Efisiensi menurun dengan bertambahnya sudut pancar air (lebih besar dari 24°) dan perbandingan diameter roda turbin. Jadi efisiensi maksimum sebesar 84,5 persen dicapai oleh model uji yang memiliki perbandingan diameter 0,68, jumlah sudu 25 bilah dengan sudut pancaran air 24 derajat.

Olgun pada tahun 1998 melakukan penelitian terhadap 4 buah roda turbin dengan diameter 170 mm, lebar 114 mm, jumlah sudu 28 bilah dengan perbandingan diameter dalam dan diameter luar 0,75; 0,67; 0,58 dan 0,54. Keempat roda jalan tersebut diuji menggunakan dua nosel dengan sudut sudu masuk $\beta_1 = 30$ derajat dan sudut sudu keluar $\beta_2 = 90$ derajat. Dari kombinasi pengoperasian model didapatkan efisiensi tertinggi 72 persen untuk pasangan nosel runner dengan perbandingan diameter 0,67.

Yan Bryan dan Lubitz (2011) menguji efisiensi pasangan turbin generator pada head 3 meter sampai dengan 7 meter. Turbin arus lintang yang digunakan memiliki diameter 75 mm, lebar efektif 51 mm dan jumlah sudu 27 bilah. Pasangan turbin generator tersebut diuji pada kapasitas aliran 5,52 liter per detik sampai dengan 5,81 liter per detik menghasilkan efisiensi sistem antara 4,8 % hingga 6 %.

Sammartano dan kawan kawan (2014) melakukan eksperimen terhadap turbin arus lintang yang memiliki 35 sudu pada variasi putaran antara 300 hingga 850 rpm. Hasil percobaan menunjukkan bahwa turbin tersebut pada perbandingan kecepatan pancaran air dan kecepatan putar sudu sebesar 1,8 dapat menghasilkan efisiensi maksimum sebesar 82,7 persen.

Kaunda dan kawan kawan (2014) melakukan uji turbin air arus lintang yang memiliki jumlah sudu 24 buah pada head 3m sampai dengan 5 m. Hasil penelitian yang dilakukan menunjukkan bahwa turbin model yang diuji menghasilkan efisiensi maksimum

sebesar 79%. untuk head 5 m. Mereka menyatakan bahwa turbin arus lintang tidak terlalu sensitive terhadap variasi kapasitas aliran, hingga pada 25 % kapasitas aliran pada “*best efficiency point*” turbin arus lintang masih dapat bertahan pada efisiensi di atas 50%. Selanjutnya mereka juga menyatakan bahwa turbin arus lintang bukan turbin impuls murni.

Pereira dan Borges (2014) melakukan eksperimen terhadap turbin arus lintang dengan roda turbin yang memiliki diameter luar 300 mm, diameter dalam 200 mm, lebar 215 mm, sudut serang air terhadap sudu roda turbin sebesar 13 derajat dan sudut busur sembur 80 derajat. Hasil uji menunjukkan bahwa efisiensi maksimum sebesar 84,8% dicapai pada pengoperasian dengan perbandingan kecepatan sebesar 0,464.

Yasuyuki dan kawan kawan dari universitas Ibaraki, pada tahun 2015, melakukan uji terhadap turbin arus lintang yang memiliki ukuran : diameter luar 180 mm, diameter dalam 120 mm, sudut masuk 30°, sudut keluar 90°, lebar roda 240 mm, dan jumlah sudu 24 bilah.

Pada penelitian mereka pancaran air dari nosel diarahkan ke roda turbin dari sisi bawah roda turbin (*undershot cross flow water turbine*). Selanjutnya menyatakan bahwa hasil penelitian yang mereka lakukan terhadap turbin air tersebut menghasilkan efisiensi sebesar 15% pada putaran operasi 15 rpm.

Patel dan kawan kawan dari universitas Uka Tarsadia, Gujarat India melakukan simulasi terhadap model turbin arus lintang dengan data : diameter roda turbin 230 mm , lebar roda 200 mm, sudut sudu pengarah 16°, jumlah sudu 18 bilah, putaran roda 354 rpm dan head 3m. Hasil simulasi menunjukkan bahwa kenaikan massa aliran air akan meningkatkan torsi dan daya poros turbin. Pada simulasi yang mereka lakukan tersebut efisiensi maksimum yang dicapai hingga 96,64%

Soenoko (2016) melakukan uji kemampuan tingkat pertama terhadap model turbin arus lintang yang memiliki diameter luar 360 mm, diameter dalam 240 mm, jumlah sudu 20 bilah, dan nosel berpenampang 50 X 50 mm². Posisi nosel diatur dengan kedudukan dari 30° sampai 70° untuk variasi kapasitas aliran 25% hingga 100%. Pengujian dilakukan sedemikian rupa hingga sudu tingkat pertama saja yang diaktifkan. Hasil uji menunjukkan bahwa efisiensi tertinggi , sekitar 68%, dicapai pada pemasangan nosel bersudut 30°.

Tabel 2.3

Kronologis penelitian eksperimental dan studi analisa yang telah disebar luaskan melalui Jurnal Internasional

No	Investigator	Tahun	Hasil penelitian
1	Mockmore dan Merryfield	1949	Efisiensi 68% dan merekomendasikan bahwa sudut serang jangan diubah (15° s/d 16°) tetapi lebar roda boleh dirubah.
2	Varga	1959	Distribusi tekanan aliran air pada dinding kurva nosel pada kondisi tanpa dan dipasang roda jalan turbin adalah serupa. Ada hubungan antara distribusi tekanan aliran pada dinding kurva dengan perbandingan kecepatan antara kecepatan keliling roda turbin dan kecepatan pancaran air.
3	Haimerl	1960	Turbin air arus lintang bukan turbin air impulse murni dan efisiensi turbin tidak berubah dengan adanya pengoperasian lebar parsial dari roda turbin.
4	Nakase dkk.	1982	Efisiensi tertinggi sebesar 83% yang dicapai oleh model dengan nosel bersudut busur sembur 90°
4	Khosrowpanah	1984	Efisiensi yang dihasilkan oleh turbin air berdiameter besar lebih besar daripada efisiensi yang dihasilkan oleh turbin berdiameter kecil. Efisiensi maksimum dihasilkan oleh model uji dengan nosel bersudut busur sembur 90°
5	Ott dan Chappell	1989	Berdasar hasil uji prototype yang dilakukan, mereka menyatakan bahwa efisiensi turbin arus lintang dapat mencapai 79 persen.
6	Hara	1991	Efisiensi turbin arus lintang yang diuji menghasilkan efisiensi sebesar 79 persen dengan angka ketidak pastian $\pm 2,4$ persen.
7	Aziz dan Desai		Efisiensi tertinggi yang dicapai turbin arus lintang yang diuji sebesar 84,5 persen untuk roda turbin dengan perbandingan diameter 0,68. Efisiensi turbin menurun dengan bertambahnya perbandingan diameter roda turbin dan bertambahnya sudut pancar air keluar nosel.
8	Olgun	1998	Efisiensi tertinggi yang dicapai turbin arus lintang sebesar 72% untuk perbandingan diameter roda turbin 0,67.
9	Ho-Yan, Bryan; David, Lubitz, W	2011	Efisiensi tertinggi yang dicapai uji pasangan turbin arus lintang-generator sebesar 6 persen.
10	Sammartano, V dkk.	2014	Efisiensi tertinggi yang dicapai turbin arus lintang yang diuji sebesar 82,7 persen untuk pengoperasian pada perbandingan kecepatan U/V sebesar 1,8
11	Soenoko, Rudy	2016	Efisiensi tertinggi turbin arus lintang pada tingkat pertama sebesar 68 persen untuk pemasangan nosel dengan sudut 30 derajat.

2.6 Teori Turbin Air Arus Lintang

Dalam subbab ini diuraikan berkenaan dengan : Transformasi energi, efisiensi, energi yang ditransfer masing masing tingkat, parameter desain turbin air arus lintang, dan hukum similaritas. Yang dimaksud parameter desain turbin air arus lintang adalah : sudut masuk pancaran air, sudut kelengkungan sudu, diameter bagian dalam roda jalan, diameter bagian luar roda jalan, jari jari sudu roda jalan, panjang lengkungan sudu roda jalan, jarak antar sudu dan tinggi lorong, dan radius kelengkungan atap nosel.

2.6.1 Transformasi Energi

Tranformasi energi, dari energi potensial air menjadi energi mekanis pada poros turbin, pada turbin air arus lintang melalui dua fase perubahan bentuk energi. Yang pertama, energi potensial air diubah menjadi energi kinetik, dimana perubahan bentuk energi ini terjadi pada nosel turbin. Perubahan bentuk energi yang kedua adalah bahwa energi kinetik tersebut diubah menjadi energi mekanis yang berupa torsi pada poros turbin. Perubahan bentuk energi yang terakhir tersebut berlangsung dua kali di dalam roda jalan turbin, yakni, yang pertama pada kelompok sudu-sudu tingkat pertama dan yang kedua pada kelompok sudu-sudu tingkat kedua. Yang dimaksud dengan tingkat pertama adalah kelompok sudu-sudu dimana air yang keluar dari nosel menumbuk kelompok sudu-sudu tersebut yang selanjutnya air meninggalkan kelompok sudu menuju bagian dalam roda jalan. Selanjutnya yang dimaksud dengan tingkat kedua adalah sekelompok sudu-sudu dimana pancaran air di dalam runner, yang meninggalkan sudu-sudu tingkat pertama, menumbuk kelompok sudu-sudu berikutnya yang selanjutnya air mengalir keluar roda jalan.

Kecepatan absolut dari air meninggalkan nosel dihitung dengan rumus

$$V = C(2gH)^{0.5} \quad (\text{m/detik}) \quad (2.1)$$

dimana :

C = Koefisien kecepatan yang besarnya tergantung pada bentuk dan penyelesaian *nozzle*.

g = percepatan gravitasi bumi (9.81 m/detik^2)

H = Head efektif pada nosel bagian masuk (m)

Berdasarkan hukum Newton kedua gaya F adalah sama dengan perubahan momentum rata-rata :

$$F = \frac{dmv}{dt} \quad (\text{kgm/detik}^2) \quad (2.2)$$

Jadi gaya yang ditimbulkan oleh pancaran air pada sudu roda jalan adalah:

$$F = m\Delta v \quad (N) \quad (2.3)$$

dimana :

m = massa aliran fluida. (kg/detik)

Dengan menunjuk Gambar 2.7, maka besarnya gaya tangensial pada tingkat pertama dapat dihitung dengan persamaan :

$$F_1 = m(v_1 - v_2) \quad (N) \quad (2.3a)$$

dan gaya tangensial pada tingkat kedua adalah :

$$F_2 = m(v_3 - v_4) \quad (N) \quad (2.3b)$$

dimana :

F_1 = gaya tumbukan fluida pada sudu-sudu tingkat pertama (N),

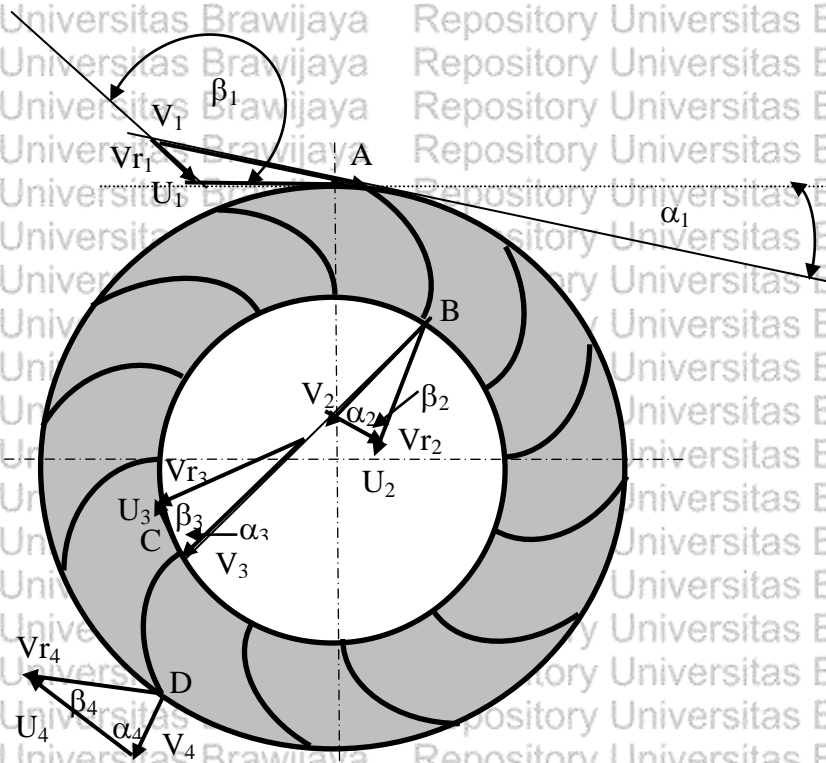
F_2 = gaya tumbukan fluida pada sudu-sudu tingkat kedua (N),

v = $V \cos \alpha$ komponen kecepatan tangensial dari fluida (m/detik),

Subkrib pada V menunjukkan tinjauan sebagai berikut :

- 1 = suatu titik pada sisi masuk tingkat pertama,
- 2 = suatu titik pada sisi keluar tingkat pertama,
- 3 = suatu titik pada sisi masuk tingkat kedua,
- 4 = suatu titik pada sisi keluar tingkat kedua.

Analisa gaya ini memungkinkan daya poros turbin dapat diprediksi melalui penurunan persamaan torsi yang bersesuaian dengan geometri dari turbin arus lintang.



Gambar 2.7 Aliran ideal dari air melalui suatu roda jalan turbin arus lintang.

Karena torsi T yang dibangkitkan pada poros turbin adalah merupakan hasil perkalian dari gaya F dan jari-jari roda turbin r :

$$T = F \cdot r \quad (\text{Nm}) \quad (2.4)$$

Jadi torsi yang dibangkitkan pada poros oleh tingkat pertama adalah :

$$T_1 = m(r_1 V_1 \cos \alpha_1 - r_2 V_2 \cos \alpha_2) \quad (\text{Nm}) \quad (2.4a)$$

dan yang dibangkitkan oleh tingkat kedua :

$$T_2 = m(r_3 V_3 \cos \alpha_3 - r_4 V_4 \cos \alpha_4) \quad (\text{Nm}) \quad (2.4b)$$

dimana notasi V adalah kecepatan absolut dengan arah yang ditunjukkan dalam Gambar 2 dan α adalah sudut antara kecepatan absolut dan kecepatan keliling atau kecepatan tangensial pada titik yang ditinjau. Torsi dapat pula diturunkan dengan konservasi momentum sudut. Torsi total pada poros roda jalan adalah sama dengan torsi yang dibangkitkan oleh tingkat pertama ditambah dengan torsi yang dibangkitkan oleh tingkat kedua. Jadi torsi total tersebut dapat ditulis sebagai berikut :

$$T_{total} = m(r_1 V_1 \cos \alpha_1 - r_2 V_2 \cos \alpha_2) + m(r_3 V_3 \cos \alpha_3 - r_4 V_4 \cos \alpha_4) \quad (\text{Nm}) \quad (2.4c)$$

Persamaan (2.4c) tersebut akan menjadi lebih bermanfaat, apabila diubah menjadi bentuk dengan parameter-parameter yang dapat diukur. Jadi massa aliran M , kecepatan air absolut yang terletak pada bagian dalam (ruang kosong) roda jalan V_2 dan V_3 , dan kecepatan air yang meninggalkan roda jalan V_4 harus ditulis kembali dalam bentuk parameter-parameter lain yang dapat diukur.

Massa aliran m adalah berat dari aliran air W_w dibagi dengan percepatan gravitasi g . Sedangkan berat kapasitas aliran tersebut adalah merupakan perkalian kapasitas (volume) aliran Q dan berat jenis (berat per satu satuan volume) γ . Volume aliran Q dapat diukur dan berat jenis fluida/air γ diketahui.

$$m = \frac{W_w}{g} = \frac{Q\gamma}{g} \quad (2.5)$$

Dari Gambar 2.7

$$r_1 = r_4$$

$$r_2 = r_3$$

dan

$$V_2 = V_3$$

$$\alpha_2 = \alpha_3$$

Efek kerugian karena adanya gesekan (h_{loss}), perbedaan elevasi yang ada pada ruangan kosong dalam roda jalan (h_m) dan efek percepatan gravitasi (g) pada kecepatan air selama perjalanannya / gerakannya melewati ruang kosong dalam roda jalan tersebut pada analisa awal ini kita abaikan.

Dengan demikian torsi total dapat dituliskan sebagai berikut :

$$T_{\text{total}} = \frac{Q\gamma}{g} (V_1 \cos \alpha_1 - V_4 \cos \alpha_4) r_1 \quad (2.6)$$

Parameter-parameter V_4 dan α_4 yang merupakan parameter-parameter tak terukur tetap muncul dalam persamaan (2.6). Oleh karena itu persamaan (2.6) perlu disajikan kembali dalam bentuk kuantitas-kuantitas yang terukur. Dari segitiga kecepatan Gambar 3 (b), kita peroleh

$$V_4 \cos \alpha_4 = V_{r_4} \cos \beta_4 + U_4$$

$$V_4 \cos \alpha_4 = V_{r_4} \cos \beta_4 + U_1 \quad (2.7)$$

dimana :

U = kecepatan keliling (m/detik)

β = sudut antara kecepatan relative dan kecepatan keliling dari titik yang ditinjau (sudut ini adalah sudut kelengkungan sudu). ($^{\circ}$)

Untuk kerugian akibat adanya gesekan yang sangat kecil pada saat air melewati lorong sudu, dan tanpa mempertimbangkan adanya perubahan arah aliran secara mendadak (*shock losses*) atau penyumbatan (*blockage*) karena adanya tebal sudu dan lagi dengan mengabaikan pengaruh perbedaan elevasi (h_m) dan efek dari percepatan gravitasi terhadap kecepatan pancaran air selama melewati ruang kosong di bagian dalam dari roda jalan, maka kita dapatkan hubungan antara V_{r4} dan V_{r1} yang dapat dituliskan sebagai berikut :

$$V_{r4} = \phi V_{r1} \quad (\text{Mockmore, 1949}) \quad (2.8)$$

dimana :

ϕ = suatu koefisien empiris yang besarnya kurang dari satu, dengan memperhitungkan adanya kerugian karena gesekan dan gangguan (*disturbance*) terhadap pancaran air selama melewati ruang kosong dalam roda jalan, besarnya kira-kira 0,98.

Dengan menunjuk segitiga kecepatan Gambar 3 (a) kita dapatkan :

$$V_{r1} = \frac{(V_1 \cos \alpha_1 - U_1)}{(\cos \beta_1)} \quad (2.9)$$

Persamaan (2.7), (2.8) dan (2.9) sekarang mengijinkan persamaan torsi total (2.6) untuk disajikan dalam bentuk parameter yang dapat diukur atau parameter-parameter yang dapat diperkirakan pada saat dilakukan desain turbin air arus lintang.

Dengan menggunakan persamaan (2.6)

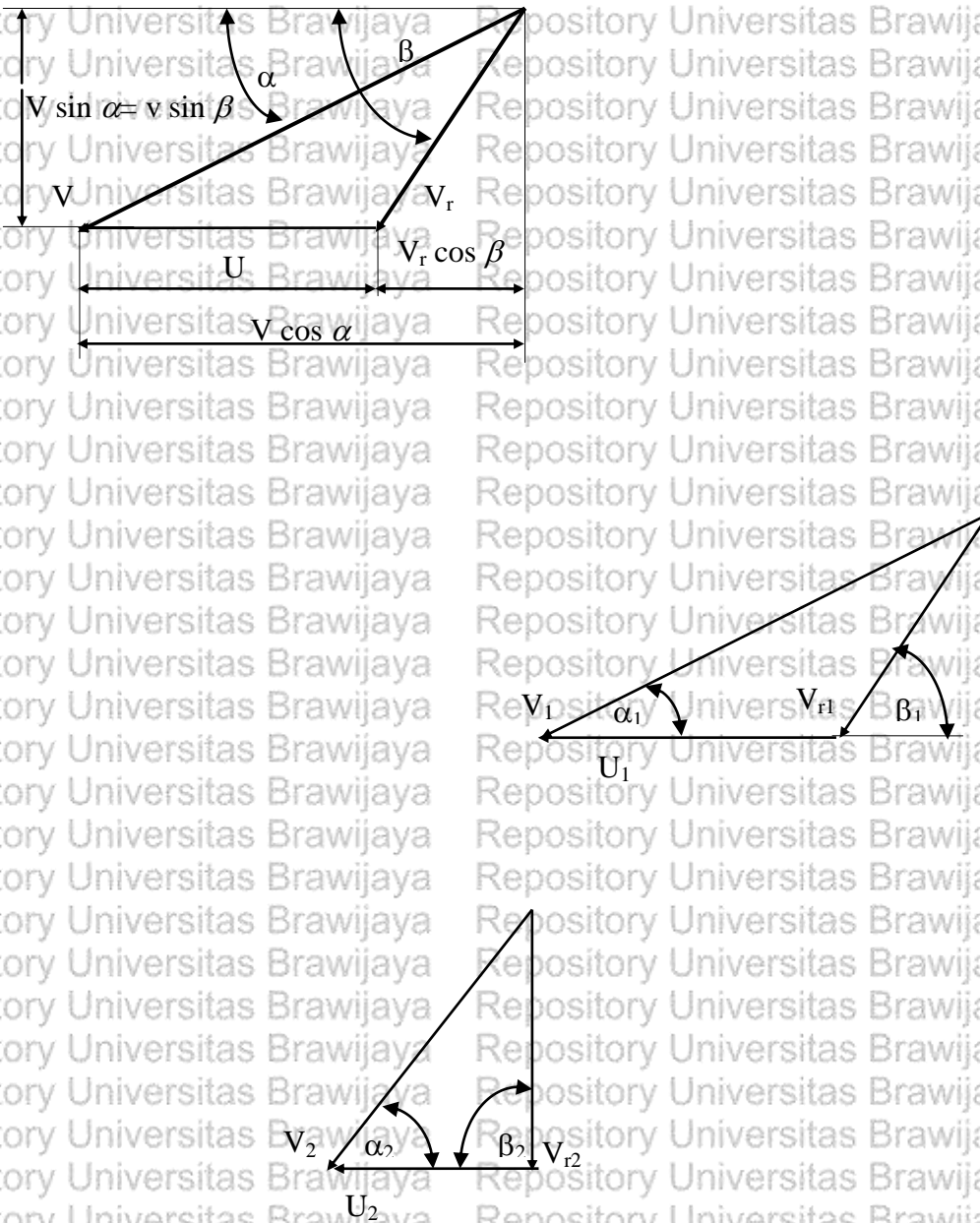
$$T_{total} = \frac{Q\gamma}{g} \left\{ (V_1 \cos \alpha_1 - V_{r4} \cos \beta_4 + U_1) \right\} r_1$$

dan mensubstitusikan ϕV_{r1} untuk V_{r4} ke dalam persamaan (2.8) didapatkan :

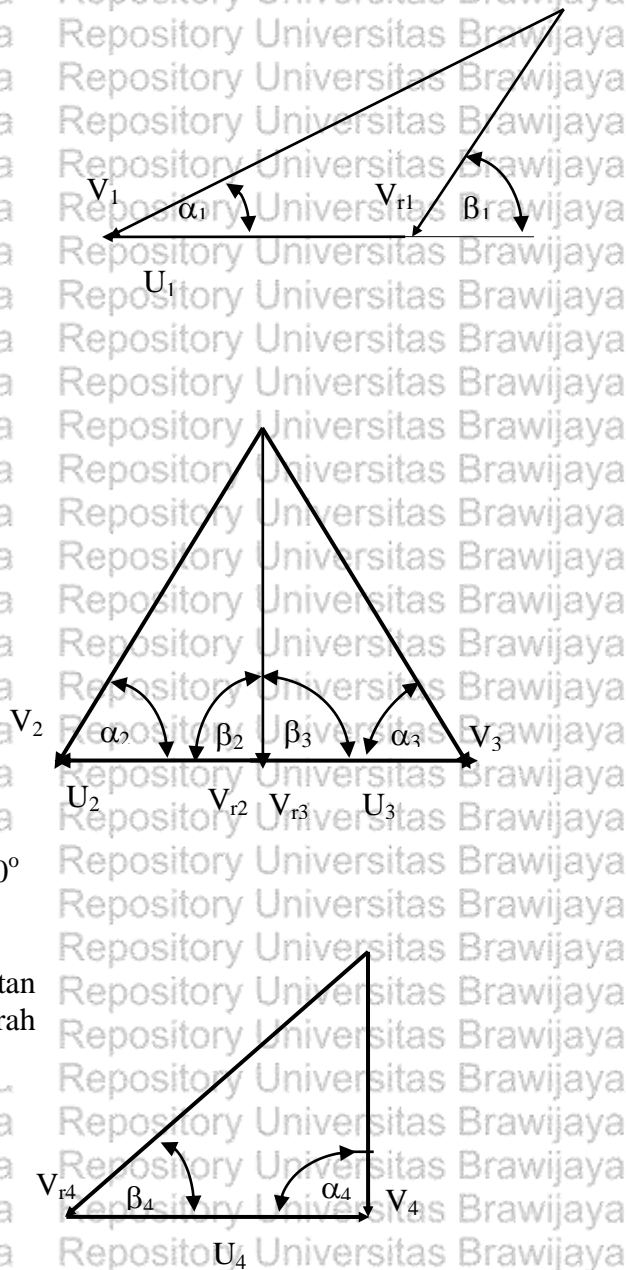
$$T_{total} = \frac{Q\gamma}{g} (V_1 \cos \alpha_1 - U_1 - \phi V_{r1} \cos \beta_4) r_1$$

dan akhirnya dengan pensubstitusian V_{r1} dari persamaan [2.9] kita peroleh :

$$T_{total} = \frac{Q\gamma}{g} \left\{ (V_1 \cos \alpha_1 - U_1) - \frac{(V_1 \cos \alpha_1 - U_1)}{\cos \beta_1} \phi \cos \beta_4 \right\} r_1 \quad (2.6a)$$



Gambar 2.8a Segitiga kecepatan dan segitiga kecepatan tingkat 1



$$\begin{aligned}
 V_2 = V_3 \quad ; \quad \alpha_2 = \alpha_3 \quad ; \quad \beta_2 = \beta_3 = 90^\circ \\
 U_1 = U_4 = \pi D_1 n / 60 \\
 U_2 = U_3 = \pi D_2 n / 60 \\
 U_1, U_2, U_3, \text{ dan } U_4 \text{ adalah kecepatan} \\
 \text{keliling sudu dengan arah} \\
 \text{tangensial}
 \end{aligned}$$

Gambar 2.8b. Kombinasi segitiga kecepatan tingkat 1 dan 2

Segitiga kecepatan turbin arus lintang dengan mengabaikan kerugian akibat gangguan aliran secara mendadak (*shock*) dan efek perbedaan elevasi dalam ruang kosong dalam roda jalan serta efek dari percepatan gravitasi.

Gambar 2.8 menunjukkan segitiga kecepatan untuk :

- a) Segitiga kecepatan pada tingkat pertama, (Gambar 2.8a)
- b) Kombinasi segitiga kecepatan tingkat pertama dan tingkat kedua. (Gambar 2.8b)

Dengan demikian

$$T_{total} = \frac{Q\gamma}{g} (V_1 \cos \alpha_1 - U_1) \left(1 - \frac{\phi \cos \beta_4}{\cos \beta_1} \right) r_1$$

karena $\cos \beta_4 = 180^\circ - \beta_1$ (Haimmerl, 1960) dan $\cos \beta_4 = -\cos \beta_1$

Sekarang kita peroleh :

$$T_{total} = \frac{Q\gamma}{g} (V_1 \cos \alpha_1 - U_1) (1 + \phi) r_1 \quad (2.6b)$$

Dimana U_1 adalah kecepatan keliling *runner* pada sisi luar, r_1 adalah jari-jari luar *runner*.

Energi berguna yang dapat dibangkitkan turbin adalah energi putar yang dapat diukur pada poros turbin. Daya poros ini, yang diberi simbol P adalah energi rata-rata per detik pada poros yang dikonversikan dari energi air, dan daya tersebut adalah merupakan hasil perkalian

dari torsi T_{total} dan kecepatan sudut ω .

$$P = \frac{Q\gamma}{g} (V_1 \cos \alpha_1 - U_1) (1 + \phi) r_1 \omega \quad (\text{Watt}) \quad (2.10)$$

karena

$$r_1 \omega = U_1$$

persamaan [2.10] dapat ditulis menjadi

$$P = \frac{Q\gamma}{g} U_1 (V_1 \cos \alpha_1 - U_1) (1 + \phi) \quad (\text{Watt}) \quad (2.10a)$$

Uraian selanjutnya menunjukkan bahwa pada efisiensi maksimum, U_1 adalah sama dengan

$\frac{1}{2} V_1 \cos \alpha_1$. Oleh karena itu persamaan (2.10a), pada efisiensi maksimum dapat ditulis

kembali dengan :

$$P = \frac{Q\gamma}{4g} (1 + \phi) (V_1 \cos \alpha_1)^2 \quad (2.10b)$$

Persamaan di atas menunjukkan bahwa daya poros turbin adalah sama dengan hasil perkalian dari massa aliran, kecepatan aliran pancaran air masuk roda jalan dikuadratkan, dan cosinus kuadrat sudut masuk pancaran air. Pembatasan harga sudut masuk pancaran air α_1 akan dibahas pada sub-pokok bahasan sudut α_1 .

2.6.2 Efisiensi

Efisiensi didefinisikan sebagai perbandingan dari daya mekanis keluaran, pada poros (output power), terhadap daya air yang masuk turbin (input power).

$$E_{f_{th}} = \frac{\text{output power}}{\text{input power}} \quad (2.11)$$

Daya air masuk turbin secara teoritis adalah sama dengan energi kinetik pancaran air yang dikeluarkan nosel:

$$P_{input} = \gamma QH = \frac{QV_1^2 \gamma}{C^2 2g} \quad (\text{Watt}) \quad (2.12)$$

karena

$$H = \frac{V_1^2}{C^2 2g}$$

Dengan menggunakan persamaan — persamaan (2.10a) dan (2.12), persamaan (2.11) efisiensi teoritis dapat dituliskan menjadi :

$$E_{f_{th}} = \frac{2C^2}{V_1^2} U_1 (V_1 \cos \alpha_1 - U_1) (1 + \phi)$$

atau

$$E_{f_{th}} = 2C^2 \frac{U_1}{V_1} (1 + \phi) \left(\cos \alpha_1 - \frac{U_1}{V_1} \right) \quad (2.11a)$$

Dengan mendiferensialkan dan menyamakannya sama dengan nol persamaan efisiensi tersebut maka kita dapatkan :

$$\frac{d(E_{f_{th}})}{d\left(\frac{U_1}{V_1}\right)} = (1 + \phi) \left(2C^2 \cos \alpha_1 - 4C^2 \frac{U_1}{V_1} \right) = 0$$

$$2 \frac{U_1}{V_1} = \cos \alpha_1 \quad (2.13)$$

Karena itu, efisiensi maksimum secara teoritis diberikan dengan persamaan :

$$E_{f_{max}} = (1 + \phi) (2C^2 0.5 \cos \alpha_1) (\cos \alpha_1 - 0.5 \cos \alpha_1)$$

$$E_{f_{max}} = (1 + \phi) (C^2 \cos \alpha_1) (0.5 \cos \alpha_1)$$

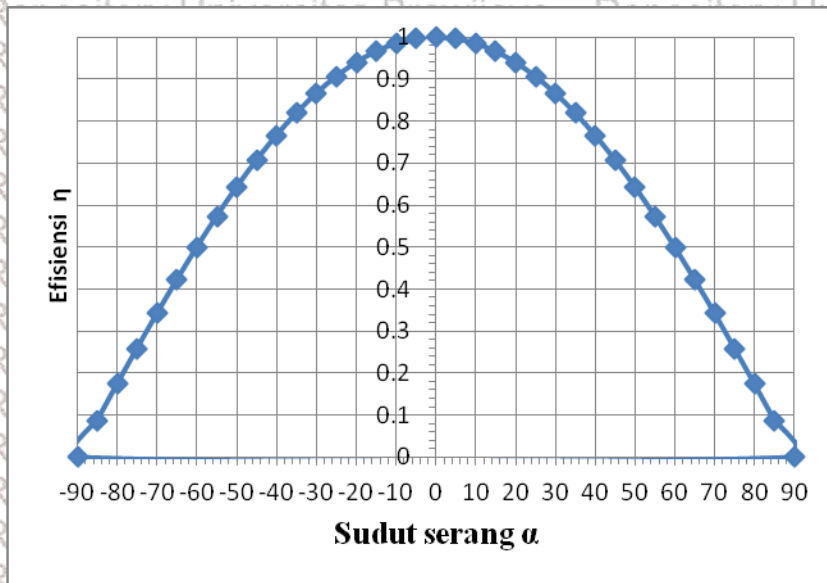
$$E_{f_{max}} = (1 + \phi) 0.5 C^2 \cos^2 \alpha_1$$

$$E_{f_{max}} = 0.5 C^2 (1 + \phi) \cos^2 \alpha_1 \quad (2.11b)$$

Dalam hal aliran ideal, dimana kerugian selama pancaran air melalui nosel dan roda jalan tidak diperhitungkan, maka koefisien kecepatan dan koefisien empiris adalah memiliki harga satu. Jadi persamaan efisiensi maksimum untuk aliran ideal dinyatakan dengan :

$$E_{f_{\max}} = \cos^2 \alpha_1 \quad (2.11c)$$

Persamaan (2.11c) menunjukkan bahwa efisiensi adalah merupakan fungsi dari cosinus kuadrat dari sudut masuk pancaran air.

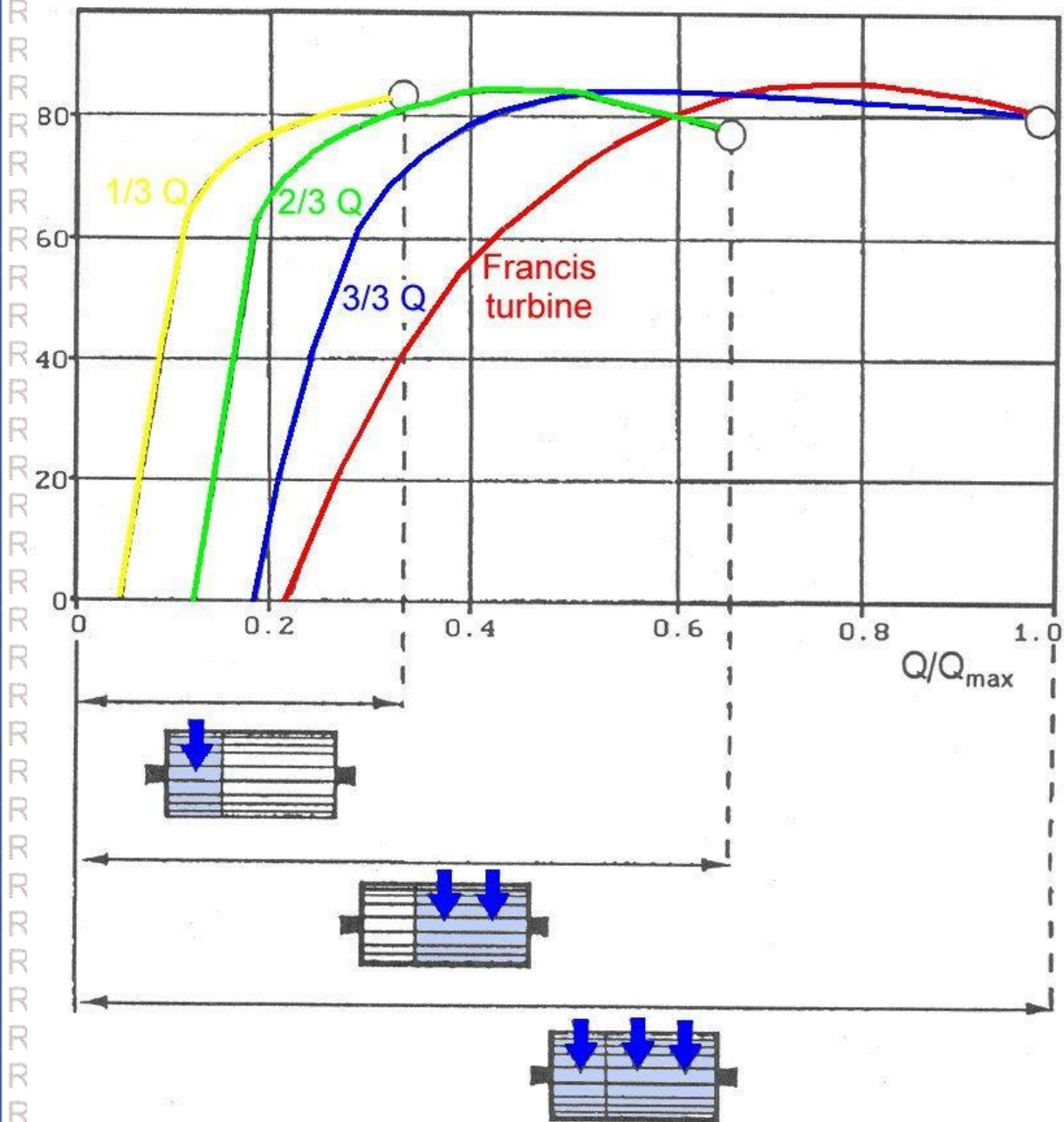


Gambar 2.9 Garafik efisiensi η terhadap sudut serang α

Secara matematika, karena itu, semakin kecil sudut masuk pancaran air α_1 semakin besar efisiensi dari turbin jenis ini. Dalam praktek/kenyataan, kiranya sulit untuk merealisasikan, karena apabila sudut masuk pancaran air besarnya sama dengan nol maka tak ada air yang masuk ke roda jalan dan sebagai hasilnya efisiensi turbin menjadi nol. Alternatif lain apabila pancaran air masuk ke dalam roda jalan secara radial, maka pancaran air tersebut tak akan memberi torsi pada poros dan sebagai hasilnya efisiensi turbin juga menjadi nol.

Praktek di lapangan kiranya perlu diperhatikan bahwa pemilihan sudut masuk air yang kecil mengakibatkan turbin sulit untuk dibuat/ dirakit.

Menurut Ossberger turbin arus lintang mampu menghasilkan efisiensi tinggi bila dioperasikan hingga pada kapasitas aliran kurang dari seperempat kapasitas aliran desain, dengan cara mengoperasikan katub yang dipasang pada nosel yang dapat mengatur sehingga roda turbin dapat dihantam aliran air sebesar 1/3 kapasitas desain, 2/3 kapasitas desain dan pada kapasitas desain penuh. Menurut Ossberger turbin arus lintang mampu menghasilkan efisiensi tinggi bila dioperasikan pada kapasitas di bawah kapasitas desain. Karakteristik turbin air, menurut Ossberger, disajikan Gambar 2.10 pada halaman 48



Gambar 2.10 Efisiensi turbin arus lintang (Ossberger turbine) diperbandingkan terhadap efisiensi turbin Francis pada operasi pembebanan parsial.

Sumber : <http://www.ossberger.de/1-3b.html>

2.6.3 Energi yang ditranfer pada masing-masing tingkat

Konversi energi hidrodinamik dari energi kinetik air menjadi daya pada poros turbin arus lintang telah dijelaskan di depan, bahwa perubahan energi tersebut dicapai melalui dua tingkat sudu-sudu yang aktif. Yaitu, pada sudu-sudu tingkat pertama dan pada sudu-sudu tingkat kedua. Kontribusi dari masing-masing tingkat dalam pembangkitan energi poros turbin disajikan pada bagian ini.

Marilah kita perhatikan Gambar 2.7 selama sudu-sudu roda jalan disusun secara seri, ukuran lorong sudu yang terbentuk oleh susunan sudu-sudu tingkat pertama adalah sama atau serupa dengan lorong sudu yang terbentuk di tingkat kedua. Walaupun demikian, dilihat dengan berpedoman arah aliran air dalam lorong, lorong sudu pada tingkat pertama berbentuk konvergen dan lorong sudu pada tingkat kedua berbentuk divergen. Kondisi aliran yang terjadi dalam lorong pada kedua tingkat tersebut juga berbeda, kecepatan pancaran air yang memasuki tingkat pertama adalah jauh lebih besar daripada kecepatan pancaran air yang memasuki tingkat kedua. Perbedaan yang juga ditemui bahwa kenyataannya sudut masuk pancaran air pada saat memasuki tingkat pertama adalah lebih kecil daripada sudut masuk pancaran air pada saat memasuki tingkat kedua. Kondisi aliran air yang demikian berbeda di dalam kedua lorong tersebut, mengakibatkan ketidak samaan penyerapan energi yang terjadi pada kedua tingkat tersebut.

Menurut hukum-hukum mekanika fluida, energi yang ditranfer pada masing-masing tingkat adalah sama dengan energi kinetik pancaran air saat memasuki tingkat yang bersangkutan dikurangi dengan energi kinetik pancaran air saat meninggalkan tingkat itu.

Energi kinetik pancaran air, tiap satu satuan massa air, yang memasuki tingkat pertama dinyatakan dengan persamaan sebagai berikut :

$$E_{ki} = \frac{V_1^2}{2g} \quad (2.14a)$$

dan energi kinetik dari pancaran air, persatu satuan massa air, yang meninggalkan tingkat pertama dinyatakan dengan persamaan sebagai berikut :

$$E_{k2} = \frac{V_2^2}{2g} \quad (2.14b)$$

Dengan mengabaikan kerugian-kerugian selama pancaran air melalui lorong sudu, energi yang ditranfer pada tingkat pertama dapat dinyatakan dengan persamaan berikut :

$$J_1 = \frac{V_1^2}{2g} - \frac{V_2^2}{2g} \quad (2.15)$$

Di sini J_1 adalah energi rata-rata yang ditranfer pada tingkat pertama, V_1 adalah kecepatan pancaran air memasuki tingkat pertama dan V_2 adalah kecepatan pancaran air meninggalkan pertama. Untuk menghindari shock pancaran air pada tingkat kedua dari roda jalan tersebut,

sudut keluar pancaran air β_2 (meninggalkan tingkat pertama) harus 90° (lihat Gambar 2.8a dan Gambar 2.8b. Apabila besarnya sudut β_2 sama dengan 90° , komponen tangential dari kecepatan relatif pancaran air yang meninggalkan tingkat pertama akan menjadi nol dan secara teori kecepatan relatif pancaran air meninggalkan tingkat pertama V_{r2} adalah dalam radial. Selanjutnya, karena besarnya sudut β_2 adalah sama dengan besarnya sudut β_3 maka

kecepatan relatif dari pancaran air yang memasuki tingkat kedua adalah juga dalam arah radial. Kondisi pancaran air yang memasuki tingkat kedua yang demikianlah yang diharapkan tidak akan terjadi *shock*.

Menunjuk Gambar 2.8a, kita dapatkan :

$$V_2^2 = V_{r2}^2 + U_2^2 \quad (2.16)$$

Menurut hukum kontinuitas

$$V_{r1} S_1 W = V_{r2} S_2 W$$

dengan penjelasan :

S_1 = tinggi lorong sisi luar yang diproyeksikan menurut sudut β_1 (Gambar 2.7)

S_2 = tinggi lorong sisi dalam yang diproyeksikan menurut sudut β_2 (Gambar 2.8a dan

Gambar 2.7)

W = lebar roda jalan efektif

jadi

$$V_{r2} = \frac{S_1}{S_2} V_{r1} \quad (2.17)$$

dimana :

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{r_1 \sin \beta_1}{r_2 \sin \beta_2} = \frac{r_1}{r_2} \sin \beta_1$$

karena itu :

$$V_{r2} = \frac{r_1}{r_2} V_{r1} \sin \beta_1 \quad (2.17a)$$

Segitiga kecepatan dalam Gambar 2.2.3a menunjukkan bahwa :

$$V_{r1} \sin \beta_1 = V_1 \sin \alpha_1$$

Dengan demikian :

$$V_{r2} = \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 V_1^2 \sin^2 \alpha_1 \quad (2.17b)$$

dan

$$U_2^2 = \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 U_1^2 \quad (2.18)$$

Selanjutnya dengan mensubsitusikan V_{r2}^2 dan U_2^2 ke dalam persamaan (2.16), V_2^2 dapat

dinyatakan sebagai :

$$V_2^2 = \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 V_1^2 \sin^2 \alpha_1 + \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 U_1^2 \quad (2.19)$$

Apabila kita anggap turbin air arus lintang beroperasi pada efisiensi maksimum, maka persamaan (2.13) menjadi:

$$U_1 = \frac{(V_1 \cos \alpha_1)}{2}$$

Dengan demikian,

$$V_2^2 = \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 V_1^2 \sin^2 \alpha_1 + \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 \frac{(V_1^2 \cos^2 \alpha_1)}{4} \quad (2.20)$$

Jadi persamaan (2.15) dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$J_1 = \frac{V_1^2}{2g} - \frac{\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 V_1^2 \sin^2 \alpha_1 + \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 (V_1^2 \cos^2 \alpha_1) / 4}{2g}$$

$$J_1 = \frac{V_1^2}{2g} \left\{ 1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 \sin^2 \alpha_1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 (\cos^2 \alpha_1) / 4 \right\}$$

$$J_1 = \frac{V_1^2}{2g} \left\{ 1 - \left(\frac{2}{3}\right)^2 \sin^2 \alpha_1 - \left(\frac{2}{3}\right)^2 (\cos^2 \alpha_1) / 4 \right\}$$

$$J_1 = \frac{V_1^2}{2g} \left\{ 1 - \left(\frac{4}{9}\right) \sin^2 \alpha_1 - \left(\frac{1}{9}\right) (\cos^2 \alpha_1) \right\}$$

$$J_1 = \frac{V_1^2}{2g} \left\{ 1 - \left(\frac{4}{9}\right) + \left(\frac{4}{9}\right) \cos^2 \alpha_1 - \left(\frac{1}{9}\right) (\cos^2 \alpha_1) \right\}$$

$$J_1 = \frac{V_1^2}{18g} (5 + 3 \cos^2 \alpha_1) \quad (2.21)$$

Dengan mensubstitusikan harga kecepatan absolut air masuk turbin $V_1 = (2gH)^{0.5}$ ke dalam persamaan (2.21) maka didapatkan:

$$J_1 = \frac{C^2 2gH}{18g} (5 + 3 \cos^2 \alpha_1)$$

$$J_1 = \frac{C^2 H}{9} (5 + 3 \cos^2 \alpha_1) \quad (2.21a)$$

Persamaan (2.21a) menunjukkan bahwa energi yang ditransfer pada tingkat pertama adalah fungsi dari kecepatan absolut pancaran air V_1 dan sudut pancar α_1 . Selanjutnya dengan mensubstitusikan harga-harga V_1 dan α_1 ke dalam persamaan (2.21a), besarnya energi yang ditransfer pada tingkat pertama dapat diperoleh.

Energi yang ditransfer pada tingkat kedua J_2 dapat dihitung dengan mengurangi energi yang ditransfer lewat tingkat pertama J_1 ke total energi yang ditransfer pada poros turbin J_{1+2} . Energi yang ditransfer pada poros turbin (per satu satuan berat fluida) J_{1+2} dapat

dihitung dari daya bangkitan pada poros turbin dibagi dengan berat fluida air yang menghantam sudu sudu turbin. Daya bangkitan pada poros turbin diberikan oleh persamaan (2.21b),

$$P = \frac{Q\gamma}{4g}(1+\phi)(V_1 \cos\alpha_1)^2$$

Sedangkan berat fluida air yang menghantam sudu sudu turbin per detik W merupakan perkalian kapasitas aliran air per detik Q dikalikan berat jenis air γ . Jadi $W = Q\gamma$

Dengan demikian energi yang ditransfer pada poros turbin

$$J_{1+2} = \frac{Q\gamma}{4g}(1+\phi)(V_1 \cos\alpha_1)^2 = \frac{1}{4g}(1+\phi)(V_1 \cos\alpha_1)^2 Q\gamma \quad (2.21b)$$

Di sini J_{1+2} adalah energi total rata-rata yang ditransfer pada poros turbin, V_1 kecepatan mutlak air memasuki tingkat pertama, α_1 adalah sudut masuk pancaran air pada tingkat pertama, dan ϕ adalah koefisien empiris yang harganya kurang dari satu (memperhitungkan adanya kerugian-kerugian karena gesekan dan gangguan terhadap pancaran air yang melewati ruang kosong dalam roda jalan, harga ϕ kurang lebih 0,98).

Dengan demikian

$$J_2 = J_{1+2} - J_1 \quad (2.21c)$$

Dengan memasukkan persamaan (2.21) dan (2.21b) ke dalam persamaan (2.21c) kita dapatkan :

$$J_2 = \frac{1}{4g}(1+\phi)(V_1 \cos\alpha_1)^2 - \frac{V_1^2}{18g}(5+3\cos^2\alpha_1)$$

$$J_2 = \frac{V_1^2}{36g} \{9(1+\phi)(\cos\alpha_1)^2 - 2(5+3\cos^2\alpha_1)\} \quad (2.21d)$$

atau

$$J_2 = \frac{C_2 h}{18} \{9(1+\phi)(\cos^2\alpha_1 - 2(5+3\cos^2\alpha_1))\} \quad (2.21e)$$

Persamaan (2.21d) juga menunjukkan bahwa energi kinetik air yang ditransfer pada kelompok sudu tingkat kedua adalah merupakan fungsi dari kecepatan absolut pancaran air masuk sudu tingkat pertama V_1 , tinggi jatuh air atau head efektif turbin h dan sudut masuk pancaran air α_1 . Selanjutnya dengan mensubstitusikan harga-harga V_1 , ϕ dan α_1 ke dalam persamaan (2.21d) atau (2.21e), besarnya energi pancaran air yang ditransfer pada tingkat kedua dapat diperoleh.

2.6.4 Sudut Masuk Pancaran Air α_1

Sudut masuk pancaran air, yang diberi simbol α_1 , adalah sudut yang terbentuk oleh kecepatan absolut V_1 dan kecepatan keliling U_1 . Sudut ini adalah merupakan suatu faktor yang penting dalam desain suatu turbin arus lintang, sebagaimana dijelaskan pada sub pokok bahasan 2.6.1, 2.6.2 dan 2.6.4 di atas. Secara teori sudut masuk tersebut secara langsung mempengaruhi besarnya kecepatan keliling roda jalan, sudut kelengkungan sudu β_1 dan akhirnya mempengaruhi efisiensi turbin. Dengan semakin kecilnya harga sudut masuk pancaran air α_1 tersebut akan menghasilkan bertambahnya kecepatan keliling sudu dan efisiensi turbin (persamaan-persamaan 2.13, 2.11b & 2.11c).

Bertambahnya harga sudut masuk pancaran air α_1 mengakibatkan harga sudut kelengkungan sudu bagian masuk β_1 yang semakin membesar. Sebagai akibatnya, besarnya kecepatan keliling sudu U_1 menentukan diameter *runner* D_1 untuk suatu harga kecepatan putar roda jalan n , dan besarnya sudut kelengkungan sudu β_1 menentukan besarnya jari-jari kurva dari sudu roda jalan. Apabila sudu dibuat dengan memotong pipa kiranya perlu diperhatikan bahwa jari-jari sudu yang dipilih harus sedikit lebih kecil dari pada jari-jari pipa standar, hal ini dimaksudkan untuk mengkompensasi adanya spring back. Sebagaimana kita ketahui bahwa pembuatan sudu dari pipa standar adalah dirasakan sangat cocok dan mudah, karena hal ini memperkecil kebutuhan akan alat-alat untuk pembuatan bilah sudu turbin air arus lintang. Walaupun demikian, kiranya perlu untuk diperhatikan bahwa dalam mengkontruksi turbin dengan sudut masuk α_1 yang kecil adalah lebih sulit daripada mengkontruksi turbin air arus lintang dengan sudut α_1 yang lebih besar.

2.6.5 Sudut Kelengkungan Sudu β_1

Sudut kelengkungan sudu sisi masuk, sering diberi simbol β_1 , adalah sudut yang terbentuk antara kecepatan relatif pancaran air V_{r1} dan kecepatan keliling *runner* U_1 pada diagram segitiga kecepatan turbin air. Secara teori sudut ini menentukan baik arah maupun besar dari kecepatan relatif pancaran air, sebagaimana diberikan oleh persamaan (2.9). Sudut kelengkungan sudu ini menentukan besarnya jari-jari kelengkungan sudu (persamaan (2.26) dan posisi dari pusat jari-jari kelengkungan sudu tersebut. Menunjuk Gambar 2.2.3a besarnya sudut kelengkungan sudu sisi masuk β_1 dapat ditentukan dengan menggunakan hubungan antara U_1 , V_1 dan α_1 . Dengan anggapan bahwa turbin beroperasi pada efisiensi maksimum, besarnya sudut kelengkungan sudu tersebut dinyatakan dengan persamaan :

$$\tan \beta_1 = \frac{V_1 \sin \alpha_1}{V_1 \cos \alpha_1 - U_1} \quad (2.22)$$

Kondisi pada efisiensi maksimum $U_1 = 0.5V_1 \cos \alpha_1$

Jadi

$$\tan \beta_1 = \frac{2 \sin \alpha_1}{\cos \alpha_1}$$

$$\text{atau } \tan \beta_1 = 2 \tan \alpha_1 \quad (2.22a)$$

2.6.6 Diameter bagian dalam roda jalan turbin D_2

Diameter bagian dalam roda jalan turbin D_2 , bersama-sama dengan diameter bagian luar roda jalan turbin D_1 dan sudut kelengkungan sudu sisi masuk β_1 , menentukan besarnya jari-jari kelengkungan ρ dari sudu roda jalan. Untuk menghitung diameter bagian dalam tersebut perlu diambil beberapa asumsi seperti tersebut dibawah ini :

mengabaikan pengaruh tebal sudu roda jalan,

turbin arus lintang dianggap bekerja sebagai mesin impuls murni.

Dengan demikian, menurut prinsip mesin impulse :

$$\frac{\Delta P}{\gamma} = \frac{(U_1)^2 - (U_2)^2}{2g} + \frac{(V_{r2})^2 - (V_{r1})^2}{2g} = 0$$

(2.23)

Menunjuk Gambar 2.2.3a dan dengan menggunakan hukum cosinus, kita dapatkan :

$$(V_{r1})^2 = (V_1)^2 + (U_1)^2 - 2U_1V_1 \cos \alpha_1$$

Dengan menggunakan rumus kontinuitas, dan dengan menganggap bahwa lorong sudu yang ada terisi penuh dengan air, kita dapatkan :

$$V_{r2} = \left(\frac{r_1}{r_2} \right) V_{r1} \sin \beta_1$$

dimana :

$$V_{r1} \sin \beta_1 = V_1 \sin \alpha_1$$

Jadi

$$V_2^2 = \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 V_1^2 \sin^2 \alpha_1$$

Kecepatan keliling roda jalan adalah hasil kali dari jari-jari *runner* dan kecepatan sudut, diberikan dengan persamaan :

$$U_1 = r_1 \omega$$

$$U_2 = r_2 \omega$$

Maka kita dapatkan :

$$U_2^2 = \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 U_1^2$$

Dengan mensubstitusikan V_{r1}^2 , V_{r2}^2 , dan U_2^2 ke dalam persamaan (2.23], kita dapatkan

$$\frac{\Delta P}{\gamma} = \frac{U_1^2 \left\{ 1 - \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 \right\}}{2g} + \frac{\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 V_1^2 \sin^2 \alpha_1 - V_1^2 + 2V_1 U_1 \cos \alpha_1 - U_1^2}{2g}$$

Persamaan diatas dibagi dengan $\frac{V_1^2}{2g}$

untuk menghasilkan :

$$\frac{\Delta P / \gamma}{(V_1^2 / 2g)} = \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 \sin^2 \alpha_1 + 2 \left(\frac{U_1}{V_1}\right) \cos \alpha_1 - \frac{\left(\frac{U_1}{V_1}\right)^2 \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 - 1}{2}$$

dengan mensubstitusikan $U_1 = \frac{V_1 \cos \alpha_1}{2}$ (untuk efisiensi maksimum), kita dapatkan :

$$\frac{\Delta P / \gamma}{V_1^2 / 2g} = \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 \sin^2 \alpha_1 + 2 \frac{(V_1 \cos \alpha_1) / 2}{V_1} \cos \alpha_1 - \frac{\left\{ \frac{(V_1 \cos \alpha_1)}{2} \right\}^2}{V_1^2} \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 - 1$$

$$\frac{\Delta P / \gamma}{V_1^2 / 2g} = \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 \sin^2 \alpha_1 + \cos^2 \alpha_1 - \frac{\cos^2 \alpha_1}{4} \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 - 1$$

Dengan menganggap turbin air arus lintang sebagai mesin impuls, dan menyamakan persamaan tersebut di atas sama dengan nol, maka kita dapatkan :

$$0 = \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 \sin^2 \alpha_1 + \cos^2 \alpha_1 - \frac{\cos^2 \alpha_1}{4} \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 - 1$$

$$\frac{(1 - \cos^2 \alpha_1)}{\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2} + \cos^2 \alpha_1 - \frac{\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 \cos^2 \alpha_1}{4} - 1 = 0$$

$$(1 - \cos^2 \alpha_1) + \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 \cos^2 \alpha_1 - \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^4 \frac{\cos^2 \alpha_1}{4} - \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 = 0$$

$$4(1 - \cos^2 \alpha_1) + 4\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 \cos^2 \alpha_1 - \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^4 \cos^2 \alpha_1 - 4\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 = 0$$

$$\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^4 \cos^2 \alpha_2 + 4\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 (1 - \cos^2 \alpha_2) + 4(\cos^2 \alpha_1 - 1) = 0$$

Dengan menyederhanakan persamaan tersebut di atas, dan menganggap bahwa :

$$\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 = 0$$

Kita dapatkan :

$$k^2 \cos^2 \alpha_1 + 4k(1 - \cos^2 \alpha_1) + 4(\cos^2 \alpha_1 - 1) = 0$$

dimana persamaan tersebut di atas merupakan persamaan kwadrat dalam k.

$$k_{1,2} = \frac{-4(1 - \cos^2 \alpha_1) \pm \left[\{4(1 - \cos^2 \alpha_1)\}^2 - 4\cos^2 \alpha_1 \{4(\cos^2 \alpha_1 - 1)\} \right]^{0.5}}{2\cos^2 \alpha_1}$$

$$k_{1,2} = \frac{-4(1 - \cos^2 \alpha_2) \pm 2[(1 - \cos^2 \alpha_1) \sin^2 \alpha_1 + \cos^2 \alpha_1 (\sin^2 \alpha_1)]^{0.5}}{2\cos^2 \alpha_1 \cos^2 \alpha_1}$$

$$\frac{4[(1 - \cos^2 \alpha_2)^2 - \cos^2 \alpha_1 (\cos^2 \alpha_1 - 1)]^{0.5}}{2\cos^2 \alpha_1}$$

$$k_{1,2} = \frac{-2(1 - \cos^2 \alpha_1) \pm \dots}{\cos^2 \alpha_1}$$

$$k_{1,2} = \frac{-2(\sin^2 \alpha_1) \pm 2(\sin^2 \alpha_1)^{0.5}}{\cos^2 \alpha_1}$$

$$k_{1,2} = \frac{-2(\sin^2 \alpha_1) \pm 2\sin \alpha_1}{\cos^2 \alpha_1}$$

$$k_{1,2} = \frac{\pm 2\sin \alpha_1 (1 - \sin \alpha_1)}{\cos^2 \alpha_1}$$

Salah satu akar dari persamaan tersebut adalah negatif dan karena $\frac{r_2}{r_1} = (k)^{0.5}$ hanya merupakan akar positif, maka :

$$\frac{r_2}{r_1} = \frac{\{2\sin \alpha_1 (1 - \sin \alpha_1)\}^{0.5}}{\cos \alpha_1} \quad (2.24)$$

dan

$$D_2 = \frac{D_1 \{2\sin \alpha_1 (1 - \sin \alpha_1)\}^{0.5}}{\cos \alpha_1} \quad (2.25)$$

Dengan catatan

$$D_1 = 60U_1 / \pi n$$



2.6.7 Jari-Jari Sudu Roda Jalan ρ

Jari-jari kurva sudu roda jalan turbin air arus lintang adalah konstan (tak bervariasi).

Karena itu pada umumnya bilah bilah sudu roda jalan dari turbin jenis ini biasanya dibuat dari pipa baja yang memiliki diameter tertentu dengan jalan pemotongan dalam arah aksial.

Selama sudu-sudu tersebut disusun secara seri, tempat kedudukan titik-titik pusat dari kurva sudu-sudu tersebut adalah merupakan suatu lingkaran yang berada di antara diameter luar dan diameter dalam roda jalan turbin (Gambar 2.5). Suatu titik pusat jari-jari kelengkungan kurva

sudu dapat dicari dengan memotongkan suatu garis l yang membentuk sudut β_1 dengan garis yang ditarik dari ujung luar sudu ke pusat dari roda jalan tersebut, dan kemudian mengukurnya jari-jari sudu dari titik A pada garis l maka didapatkan titik C sebagai titik pusat lingkaran kelengkungan sudu.

Untuk memahami pembahasan ini marilah kita perhatikan Gambar segitiga AOC dan BOC pada Gambar 2.5.

Menurut Pythagoras

$$(OB)^2 + (BC)^2 = (OC)^2$$

Menurut rumus cosinus :

$$(OC)^2 = (AO)^2 + (AC)^2 - AOAC \cos \beta_1$$

$$(OB)^2 + (BC)^2 = (AO)^2 + (AC)^2 - AOAC \cos \beta_1$$

dimana:

$$AO = r_1$$

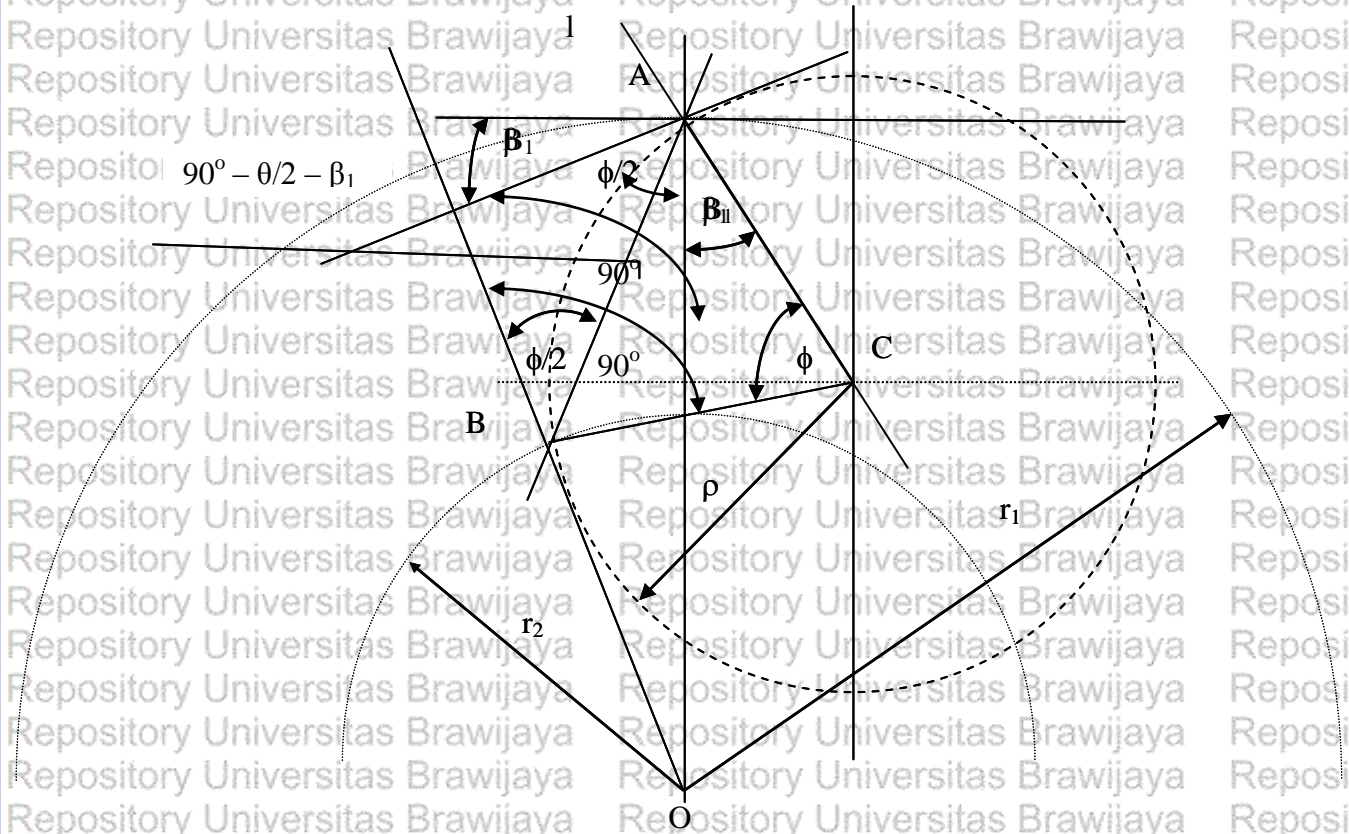
$$OB = r_2$$

$$BC = AC = \rho$$

Jadi jari-jari sudu roda jalan ρ dihitung dengan menggunakan rumus (2.26) yang disajikan pada halaman 58.

$$(r_2)^2 = (r_1)^2 - 2r_1\rho \cos \beta_1$$

$$\rho = \frac{(r_1)^2 - (r_2)^2}{2r_1 \cos \beta_1}$$



Gambar 2.11 Jari jari kelengkungan sudu roda turbin arus lintang (Banki, CA=CB), Titik C adalah pusat kelengkungan busur lingkaran sudu AB.

Dari persamaan (2.24) kita peroleh :

$$r_2 = \frac{r_1 \{2 \sin \alpha_1 (1 + \sin \alpha_1)\}^{0.5}}{\cos \alpha_1}$$

jadi

$$(r_1)^2 = \frac{r_1^2 \{2 \sin \alpha_1 (1 - \sin \alpha_1)\}}{\cos^2 \alpha_1}$$

$$\rho = \frac{r_1}{2 \cos \beta_1}$$

$$\rho = \frac{r_1}{2 \cos \beta_1} - \frac{r_1 \{2 \sin \alpha_1 (1 + \sin \alpha_1)\}}{2 \cos \beta_1 \cos^2 \alpha_1}$$

$$\rho = \frac{r_1}{2 \cos \beta_1} - \frac{r_1 \tan \alpha_1 (1 - \sin \alpha_1)}{\cos \beta_1 \cos \alpha_1} \quad (2.26)$$

dimana pada kondisi masuk optimum
(lihat Gambar 2.3a)

$$\tan \alpha_1 = \frac{\tan \beta_1}{2}$$

karena itu

$$\rho = \frac{r_1}{2 \cos \beta_1} - \frac{r_1 \tan \beta_1 (1 - \sin \alpha_1)}{2 \cos \beta_1 \cos \alpha_1}$$

$$\rho = \frac{r_1}{2 \cos \beta_1} \left(1 - \frac{\tan \beta_1 (1 - \sin \alpha_1)}{\cos \alpha_1} \right) \quad (2.26a)$$

untuk $\alpha_1 = 16$ derajat

$\beta_1 = 30$ derajat

Jadi persamaan (26a) menjadi

$$\rho = 0.326r_1$$

2.6.8 Panjang Busur Sudu Roda Jalan L_s

Panjang busur sudu L_s adalah merupakan fungsi dari jari-jari kurva/ kelengkungan ρ dan sudut sentral ϕ . Hubungan ini dapat dinyatakan dengan rumus :

$$L_s = 2\pi\rho \left(\frac{\phi}{360} \right) \quad (2.27)$$

Perkiraan lengkungan sudu ini adalah penting dalam memenuhi kebutuhan bahan sudu, apakah sudu akan dibuat dari memotong pipa ataupun dibuat dari plat kemudian dipress.

Menunjuk segitiga ABC pada Gambar 2.3, besarnya sudut sentral ϕ dapat dihitung dengan menggunakan rumus sinus :

$$\text{Sudut DBA} = \text{sudut DAB} = \frac{\phi}{2}$$

$$\text{Sudut ABO} = 180 - \frac{\phi}{2}$$

$$\text{Sudut BAO} = 90 - \beta_1 - \frac{\phi}{2}$$

$$\frac{r_1}{\sin\left(180 - \frac{\phi}{2}\right)} = \frac{r_2}{\sin\left(90 - \beta_1 - \frac{\phi}{2}\right)}$$

$$r_1 = \frac{\sin\left(180 - \frac{\phi}{2}\right)}{\sin\left(90 - \beta_1 - \frac{\phi}{2}\right)}$$

$$r_2 = \frac{\sin\left(90 - \beta_1 - \frac{\phi}{2}\right)}{\sin\left(180 - \frac{\phi}{2}\right)}$$

$$r_1 = \frac{\sin(\phi/2)}{\cos(\phi/2 + \beta_1)} \quad (2.28)$$

$$\phi = 2 \tan^{-1} \left\{ \frac{\cos \beta_1}{\left(\sin \beta_1 + \frac{r_2}{r_1} \right)} \right\} \quad (2.28a)$$

Persamaan (2.27) kemudian dapat ditulis :

$$L_s = 2\pi \left\{ \frac{r_1}{2 \cos \beta_1} \left(1 - \frac{\tan \beta_1 (1 - \sin \alpha_1)}{\cos \alpha_1} \right) \right\}$$

$$L_s = \left(\frac{2}{360^\circ} \right) \tan^{-1} \left\{ \frac{\cos \beta_1}{\sin \beta_1 + \frac{r_2}{r_1}} \right\} \quad (2.27a)$$

untuk $\alpha_1 = 16$ derajat

$$\beta_1 = 30 \text{ derajat}$$

$$r_2 = \frac{2}{3} r_1 \quad (\text{C.A. Mockmore})$$

Dengan demikian persamaan (2.28a) memberikan

$$\phi = 73^\circ 28' \quad \text{dan}$$

Persamaan (2.27a) memberikan :

$$L_s = 2\pi(0.326r_1)(73^\circ 28')/360^\circ$$

$$L_s = 0.418r_1$$

Panjang lengkung sudu L_s sekarang dapat ditentukan dengan patokan jari-jari roda jalan bagian luar r_1 , yang mana jari-jari tersebut adalah merupakan parameter turbin yang dapat diprediksi dari head bersih yang tersedia untuk turbin air yang direncanakan akan diproduksi

2.6.9 Jarak Sudu Dan Tinggi Lorong

Besarnya jarak antar sudu t ditentukan oleh diameter roda jalan D dan jumlah sudu Z .

Dengan berpedoman Gambar 2.2.6 jarak antar sudu t dapat dihitung dengan menggunakan rumus umum :

$$t = \frac{\pi D}{Z} \quad (2.29)$$

Jadi

Jarak antar sudu bagian luar :



$$t_1 = \frac{\pi D_1}{Z}$$

Jarak antar sudu bagian dalam :

$$t_2 = \frac{\pi D_2}{Z}$$

Tinggi lorong sudu adalah jarak antara tangen dari dua buah sudu yang bersebelahan. Tinggi lorong tersebut dinyatakan sebagai fungsi dari jarak antar sudu t dan sudut β .

Dengan demikian tinggi lorong sudu bagian luar :

$$S_1 = t_1 \sin \beta \quad (2.30a)$$

tinggi lorong sudu bagian dalam :

$$S_2 = t_2 \sin \beta_2 \quad (2.30b)$$

untuk $\beta_2 = 90^\circ$

$$S_2 = t_2$$

Dengan mempertimbangkan tebal sudu t_b , tinggi lorong sudu menjadi :

tinggi lorong sudu bagian luar

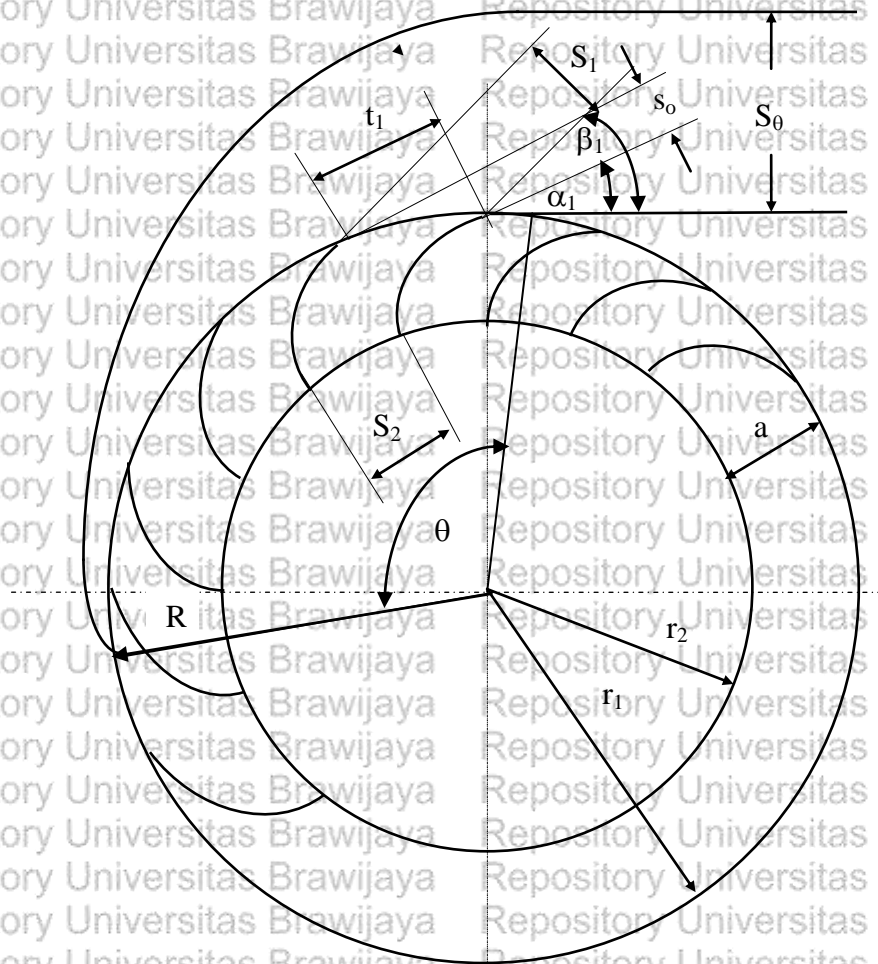
$$S_1 = t_1 \sin \beta_1 - t_b \quad (2.30c)$$

tinggi lorong bagian dalam

$$S_2 = t_2 \sin \beta_2 - t_b \quad (2.30d)$$

untuk $\beta_2 = 90^\circ$, maka kita dapatkan

$$S_2 = t_2 - t_b$$



Gambar 2.12. Jarak antar sudu t_1 dan tinggi lorong sudu s_0 dari turbin arus lintang.

Tebal pancaran air yang memasuki lorong sudu tingkat pertama s_0 , dapat disajikan sebagai suatu fungsi jarak antara sudu t_1 dan sudut masuk pancaran air α_1 .

$$s_0 = t_1 \sin \alpha_1 \quad (2.31)$$

Dengan mempertimbangkan tebal sudu t_b , tebal aktual lapisan pancaran air memasuki lorong sudu bagian luar pada tingkat pertama (sisi masuk turbin) adalah :

$$s_0 = t_1 \sin \alpha_1 - t_b \quad (2.31a)$$

Dengan demikian tinggi lorong nozzle dapat dihitung dengan formula

$$S_\theta = n_a s_0 = n_a (t_1 \sin \alpha_1 - t_b) \quad (2.31b)$$

dengan catatan n_a = jumlah lorong sudu aktif dalam daerah sudut busur sembur θ

2.6.10 Radius Kelengkungan Atap Nosel R

Dinding atas bagian dalam nosel yang memiliki kontur melengkung, bagian paling kritis dari nosel, adalah berfungsi untuk mengarahkan air yang mengalir menuju ke dalam roda jalan dengan arah tertentu. Pada dasarnya sangat diharapkan bahwa air yang mengalir ke dalam lorong sudu sudu roda jalan pada saat mencapai ujung sudu-sudu bagian luar sisi masuk, pada tingkat pertama, memiliki sudut masuk α yang sama di seluruh kawasan sudut busur sembur nosel (jet entry arc). Keadaan yang demikian harus didukung adanya profil kecepatan aliran air yang uniform pada saat masuk sudu sudu roda jalan serta tidak terjadi adanya pembentukan vena contracta dan pertumbuhan lapisan batas dalam daerah lorong nosel bagian masuk. Peranan bilangan Reynold dalam membentuk kondisi tersebut adalah sangat penting dalam hubungannya dengan tebal lapisan hidrodinamika yang terbentuk yang dapat mempengaruhi terhadap distribusi profil kecepatan aliran air selama mengalir melalui lorong nosel.

Untuk mendapatkan bentuk lengkung atap nosel yang diharapkan Djoko Sutikno menurunkan persamaan jari-jari kelengkungan atap nosel dimana persamaan tersebut berdasarkan pertambahan sudut busur semburan air dari nosel. Nosel dengan kelengkungan atap demikian yang digunakan dalam eksperimen Djoko Sutikno, sebagaimana tersebut di bagian pendahuluan. Dengan menggunakan hukum cosinus dan menunjuk Gambar 2.7 mengijinkan penurunan rumus jari-jari kelengkungan atap nosel yang dimaksudkan :

Perhatikan segitiga OBC

$$OB = R \quad ; \quad BC = S_{\theta} \quad ; \quad OC = r_1$$

Berdasarkan rumus cosinus

$$R^2 = r_1^2 + S_{\theta}^2 - 2r_1S_{\theta}\cos(180-\alpha) \quad (2.32)$$

dimana :

R = jari-jari kelengkungan atap pada θ derajat sudut busur semburan, dengan referensi terhadap titik (0,0], dalam satuan mm,

r_1 = jari-jari luar roda jalan dalam mm,

S_{θ} = Ketinggian lorong yang terbentuk oleh kelengkungan atap dan diameter luar roda jalan pada θ derajat sudut busur semburan, dalam satuan mm,

α = sudut masuk pancaran/sembruan air dalam derajat.

Karena S_{θ} bertambah dengan bertambahnya θ , maka S_{θ} dapat dicari dengan persamaan :

$$S_{\theta} = \frac{\theta Z}{360} t \sin \alpha_1 \quad (2.33)$$

dimana :

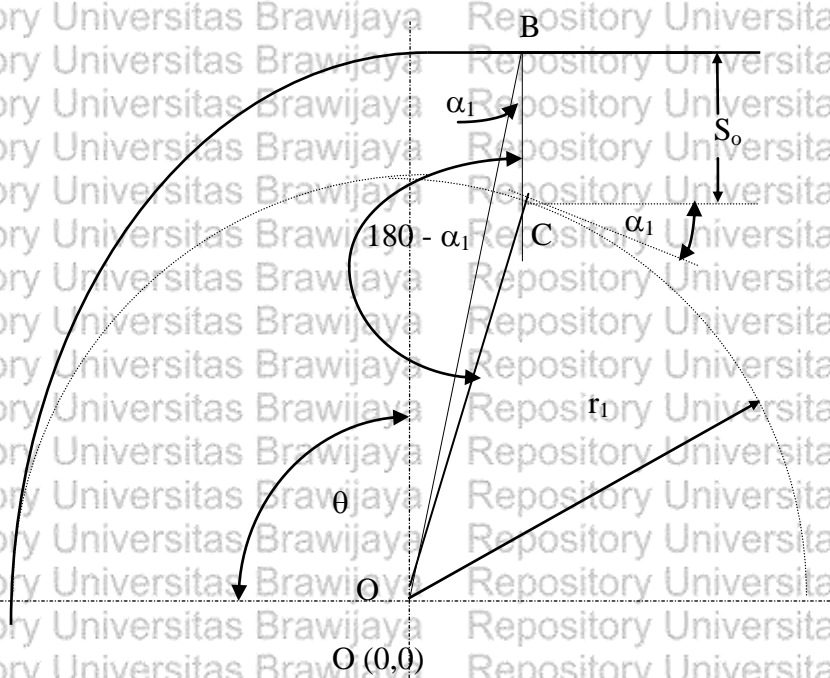
θ = sudut busur semburan/pancaran air dari nosel dalam derajat,

Z = jumlah sudu-sudu roda jalan,

t = jarak antar sudu, dalam mm,

$\frac{\theta Z}{360}$ = jumlah lorong sudu,

$t \sin \alpha_1 = s_0$ = tebal pancaran air yang memasuki masing-masing lorong sudu.



Gambar 2.13 Jari-jari kelengkungan atap nosel.

Dengan menyisipkan persamaan (2.29) ke dalam persamaan di atas, didapatkan :

$$S_{\theta} = \frac{\theta \pi D_1 \sin \alpha_1}{360} \quad (2.34)$$

Karena itu

$$R^2 = r_1^2 + \left(\frac{\theta \pi D_1 \sin \alpha_1}{360} \right)^2 - 2r_1 \frac{\theta \pi D_1 \sin \alpha_1}{360} \cos(180 - \alpha_1)$$

$$R^2 = r_1^2 + \left(\frac{\theta \pi 2r_1 \sin \alpha_1}{360} \right)^2 - 2r_1 \frac{\theta \pi 2r_1 \sin \alpha_1}{360} \cos(180 - \alpha_1)$$

$$R^2 = r_1^2 + r_1^2 \frac{(\theta \pi \sin \alpha_1)^2}{(180)^2} - r_1^2 \frac{\theta \pi \sin \alpha_1}{90} \cos(180 - \alpha_1)$$

$$R^2 = r_1^2 \left\{ 1 + \frac{(\theta \pi \sin \alpha_1)^2}{(180)^2} - \frac{\theta \pi \sin \alpha_1}{90} \cos(180 - \alpha_1) \right\} \quad (2.35)$$

$$\text{Atau } R^2 = r_1^2 \left\{ 1 + (\theta \sin \alpha_1)^2 + 2\theta \sin \alpha_1 \cos \alpha_1 \right\} \quad (2.35a)$$

dimana θ adalah diukur dalam radian.

2.6.11 Hukum Similaritas

Pengujian karakteristik turbin prototip (turbin yang dipasang di lapangan dan berukuran besar) biasanya sulit dilakukan dan memerlukan biaya yang mahal. Untuk memprediksi karakteristik turbin prototipe itu pengujian karakteristik dilakukan terhadap turbin model yang memiliki ukuran lebih kecil akan tetapi memiliki kecepatan spesifik yang sama. Desain turbin model dapat dilakukan dengan bantuan rumus similaritas (kesebangunan) atau diturunkan melalui rumus kecepatan spesifik yang sama. Rumus similaritas yang disajikan dibawah ini disunting dari "Hydroelectric Handbook" karangan Creanger dan Justine.

Untuk prototipe dan model memiliki head yang sama rumus kesebangunan dinyatakan sebagai berikut :

$$\frac{Q_m}{Q_p} = \left(\frac{D_m}{D_p} \right)^2 \quad (2.36)$$

dimana Q adalah kapasitas aliran, D adalah diameter roda jalan dan subskrip p menunjuk prototipe dan m menunjuk subskrip model.

$$\frac{P_m}{P_p} = \left(\frac{D_m}{D_p} \right)^2 \quad (2.37)$$

dimana P adalah daya mekanis

$$\frac{n_m}{n_p} = \frac{D_p}{D_m} \quad (2.38)$$

dimana n adalah kecepatan putar optimum

Untuk prototipe dan model dengan diameter yang sama, rumus kesebangunan diberikan sebagai berikut :

$$\frac{Q_m}{Q_p} = \frac{(H_m)^{0.5}}{(H_p)^{0.5}} \quad (2.39)$$

$$\frac{P_m}{P_p} = \frac{(H_m)^{1.5}}{(H_p)^{1.5}} \quad (2.40)$$

(2.31)

$$\frac{n_m}{n_p} = \frac{(H_m)^{0.5}}{(H_p)^{0.5}} \quad (2.41)$$

dimana H adalah head

2.6.12 Kecepatan Spesifik N_s

Kecepatan spesifik adalah kecepatan turbin model yang bekerja pada head satu satuan head dan membangkitkan daya satu satuan daya. Kecepatan spesifik diformulasikan sebagai berikut :

$$N_s = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{5/4}} \quad (2.42)$$

atau

$$N_s = n \frac{\sqrt{P}}{H^{5/4}} \quad (2.42a)$$

Dengan penjelasan :

N_s = kecepatan spesifik (rpm kw/ m)

n = putaran turbin (rpm)

Q = kapasitas aliran (m^3 /detik)

P = Power = daya (kW)

H = head (m)

2.6.13 Unit Conditions N_u

Suatu kondisi dimana turbin beroperasi pada head satu satuan . Kondisi tersebut memungkinkan kinerja turbin dapat diperbandingkan bila bekerja pada head yang berbeda.

Unit Speed adalah putaran turbin saat bekerja pada head satu satuan

$$N = N_u \sqrt{H}$$



$$Nu = \frac{N}{\sqrt{H}}$$

$$Nu = \frac{N_1}{\sqrt{H_1}} = \frac{N_2}{\sqrt{H_2}} \quad (2.43)$$

Unit Power adalah power turbin saat bekerja pada head satu satuan P_u

$$P = P_u H^{3/2}$$

$$P_u = \frac{P}{H^{3/2}}$$

$$Nu = \frac{P_1}{H_1^{3/2}} = \frac{P_2}{H_2^{3/2}} \quad (2.44)$$

Unit discharge adalah flow rate turbin saat bekerja pada head satu satuan Q_u

$$Q = Q_u \sqrt{H}$$

$$Q_u = \frac{Q}{\sqrt{H}}$$

$$Q_u = \frac{Q_1}{\sqrt{H_1}} = \frac{Q_2}{\sqrt{H_2}} \quad (2.45)$$

dengan catatan :

N_u = unit speed

P_u = unit power

Q_u = unit discharge

H_1 dan H_2 = head operasi turbin

N_1 dan N_2 = putaran operasi turbin

Q_1 dan Q_2 = flow rate operasi

P_1 dan P_2 = daya bangkitan operasi turbin

2.7 Parameter Kinerja Turbin Air

Kinerja turbin air ditunjukkan oleh besarnya parameter parameter : head turbin (H_T) kapasitas aliran (Q), Daya air (Water Horse Power = WHP), Daya Poros (Brake Horse Power = BHP) dan efisiensi turbin (η_T)

2.7.1 Head Turbin (H_T)

Head turbin didefinisikan sebagai besarnya energi yang dimiliki oleh setiap satu satuan berat fluida kerja. Pada saat turbin beroperasi besarnya head turbin sama dengan

besarnya energi kinetik air saat memasuki turbin air, yang dapat dihitung dengan menggunakan formula (2.46)

$$H_T = \frac{V^2}{2g} = \frac{(Q/A)^2}{2g} \quad (2.46)$$

dimana :

H_T = head turbin (m)

Q = kapasitas aliran ($m^3/detik$)

A = luas penampang pipa pancar/ nosel (m^2)

V = kecepatan pancaran air keluar nosel ($m/detik$)

g = percepatan gravitasi ($m^2/detik$)

2.7.2 Daya Air (Water Horse Power = Whp)

Daya air adalah energi yang dimiliki air per satu satuan waktu, yang merupakan perkalian head dan berat air masuk turbin per satu satuan waktu.

$$WHP = Q \gamma H_T \quad (2.47)$$

dimana :

WHP = Water Horse Power (Watt)

Q = kapasitas aliran ($m^3/detik$)

γ = berat jenis air (N/m^3)

H_T = head turbin (m)

2.7.3 Daya Poros (Brake Horse Power = Bhp)

Daya poros adalah energi per satu satuan waktu yang dibangkitkan pada poros yang merupakan hasil perkalian antara torsi dan kecepatan sudut.

$$BHP = T \omega = \frac{F L \pi n}{30} \quad (2.48)$$

dimana :

BHP = Brake Horse Power = daya poros (Watt)

T = torsi pada poros turbin (Nm)

ω = kecepatan sudut (radian per detik)

F = gaya torsi (N)

L = lengan torsi (m)

n = putaran poros (rpm)

2.7.4 Efisiensi Turbin Air (η_t)

Efisiensi turbin didefinisikan sebagai perbandingan antara energi mekanik yang dibangkitkan pada poros turbin dan energi yang dimiliki air masuk turbin. Jadi efisiensi turbin merupakan perbandingan antara daya poros turbin dan daya air

$$\text{Efisiensi turbin} = \eta_T = \frac{\text{Daya Poros}}{\text{Daya Air}} = \frac{\text{BHP}}{\text{WHP}} \quad (2.49)$$

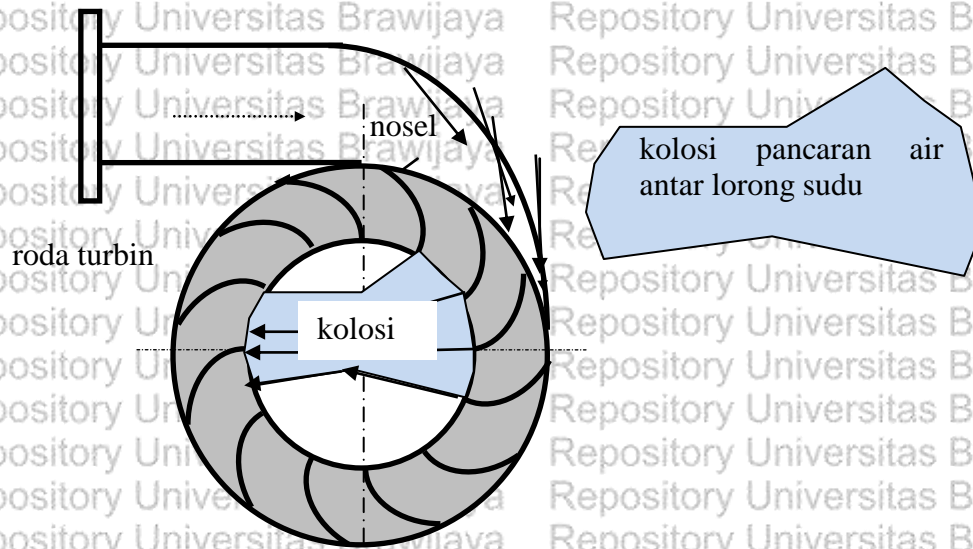


BAB III KERANGKA KONSEP PENELITIAN

3.1 Kerangka Konsep

Pancaran air dari nosel yang disemburkan ke sudu-sudu roda turbin air arus lintang harus memberikan gaya dorong yang efektif ke sudu-sudu turbin, baik pada sudu-sudu tingkat pertama maupun sudu-sudu tingkat kedua, agar menghasilkan daya poros dan efisiensi turbin yang tinggi. Besar sudut busur sembur nosel yang menentukan sebaran pancaran air dan jumlah sudu dari roda jalan menentukan jumlah lorong sudu aktif yang mendapat semburan dan dorongan pancaran air dari nosel. Pasangan nosel dan roda turbin dengan sudut busur sembur nosel dan diameter roda turbin yang sama tetapi memiliki sudu-sudu roda turbin dengan jumlah yang berbeda maka didapatkan jumlah sudu aktif yang berbeda. Demikian pula, pasangan nosel dan roda turbin dengan diameter roda turbin dan jumlah sudu-sudu yang sama tetapi dengan besar sudut busur sembur yang berbeda didapatkan jumlah sudu aktif yang berbeda. Perjalanan air keluar dari lorong sudu-sudu aktif tingkat pertama menuju lorong sudu-sudu aktif tingkat kedua melalui rongga kosong di dalam roda jalan dengan arah tertentu sesuai dengan besar sudut tertentu (α_2). Apabila dalam area sudut busur sembur pancaran air dari nosel terdapat lebih dari satu lorong sudu aktif pada roda jalan, maka air yang masuk ke roda jalan terbelah melalui beberapa lorong sudu aktif tingkat pertama dan pada saat pancaran air keluar meninggalkan lorong-lorong sudu tersebut akan saling bertabrakan (perhatikan ilustrasi Gambar 3.1). Benturan pancaran air yang keluar dari lorong-lorong sudu tingkat pertama tersebut, terjadi dalam ruang kosong di tengah tengah roda jalan turbin, akan mengurangi energi kinetik dan mengubah arah pancaran air dalam menuju lorong-lorong sudu tingkat kedua. Pengurangan energi dan perubahan arah pancaran air tersebut diduga menyebabkan terjadinya berkurangnya besar kontribusi perubahan energi kinetik menjadi energi mekanik yang terjadi pada tingkat kedua. Semakin banyak lorong sudu aktif tingkat pertama, semakin banyak pula jumlah pancaran air yang berbenturan dalam ruang kosong di tengah roda turbin. Dengan demikian terjadinya kolusi atau saling berbenturannya antar pancaran air yang keluar dari lorong-lorong sudu tingkat

pertama mengakibatkan terjadinya perubahan arah dan pengurangan kecepatan pancaran air saat memasuki lorong-lorong sudu tingkat kedua, yang selanjutnya hal ini memiliki dampak terhadap produksi energi mekanik pada poros dan efisiensi turbin air arus lintang.



Gambar 3.1 prediksi kolosi pancaran air antar lorong sudu dalam rongga roda turbin.

Hukum kontinuitas massa aliran menyatakan bahwa untuk fluida tak mampat dengan massa atau volume aliran yang sama walaupun saluran yang dilalui memiliki bentuk penampang saluran yang berbeda, tetapi memiliki luas penampang yang sama, maka kecepatan aliran fluida yang terjadi adalah tetap sama. Penerapan prinsip ini pada desain turbin arus lintang bahwa untuk konfigurasi ukuran penampang nosel yang berbeda, lebar dan tinggi, tetapi memiliki luas penampang aliran yang sama maka kecepatan pancaran aliran air yang terjadi adalah sama. Masa aliran air adalah volume aliran air dikalikan rapat masa air. Jadi untuk volume aliran dan jenis cairan yang sama maka massa aliran cairan yang terjadi adalah sama, dan selanjutnya untuk kecepatan aliran air yang sama maka momentum air saat masuk roda turbin adalah sama.

Gaya torsi mesin berputar adalah gaya yang menyebabkan torsi pada poros mesin, sedangkan torsi pada poros mesin adalah merupakan perkalian antara gaya torsi dan lengan torsi. Pada mesin berputar gaya torsi merupakan perubahan momentum per satuan waktu dari fluida kerja, dimana perubahan momentum adalah beda antara momentum fluida saat masuk dan momentum fluida saat keluar lorong sudu. Pada turbin arus lintang perubahan momentum air terjadi dua kali, yaitu pada sudu-sudu tingkat pertama dan pada sudu-sudu tingkat kedua. Dikarenakan air masuk ke dalam dan keluar dari lorong sudu dengan arah

tertentu, maka gaya torsi yang merupakan perubahan momentum rata-rata adalah komponen gaya yang tegak lurus terhadap jari-jari roda turbin. Sebagaimana ditunjukkan oleh formula penentuan dimensi turbin air arus lintang pada bab 2, bahwa untuk desain roda turbin dengan kapasitas aliran, diameter dan jumlah sudu yang sama tetapi dengan besar sudut busur sembur yang berbeda didapatkan lebar atau panjang roda turbin dan jumlah lorong sudu aktif yang berbeda. Semakin besar sudut busur sembur semakin pendek panjang roda turbin dan semakin banyak lorong sudu aktif yang bekerja, sebagaimana ditunjukkan Gambar 1.4.1, 1.4.2, dan 1.4.3. Sebagai efek dari semakin banyaknya lorong sudu aktif maka sesaat pancaran air keluar dari lorong-lorong sudu tingkat pertama, saat memasuki ruang kosong di tengah roda turbin, akan terjadi benturan di antara pancaran air yang keluar dari masing-masing lorong tersebut dan dalam hal ini tentunya terjadi kerugian energi pancaran air serta arah pancaran airpun berubah. Sebagai akibatnya arah pancaran dan besar kecepatan air masuk lorong-lorong sudu tingkat kedua berubah, dan selanjutnya kondisi yang demikian ini mempengaruhi arah serta besar kecepatan air saat keluar dari lorong sudu tingkat kedua. Perubahan kondisi aliran air tersebut berpengaruh terhadap perubahan momentum dan gaya torsi yang dibangkitkan pada tingkat kedua.

Semakin besar sudut busur sembur semakin banyak lorong sudu aktif dan sebagai konsekuensinya semakin banyak kelompok pancaran air keluar dari lorong-lorong sudu aktif tingkat pertama yang selanjutnya saling bertumbukan dimana hal ini menghasilkan perubahan arah dan kecepatan air saat melewati ruang kosong di tengah roda turbin. Selanjutnya dengan adanya perubahan arah dan kecepatan pancaran air yang menuju lorong-lorong sudu aktif tingkat kedua tentu mengakibatkan perubahan terhadap perubahan momentum rata-rata yang terjadi pada tingkat kedua. Besar perubahan terhadap perubahan momentum rata-rata pada tingkat kedua ini akan mengubah bangkitan daya pada poros turbin. Sebagaimana telah dijelaskan sebelumnya bahwa untuk besar sudut busur sembur yang berbeda terdapat lorong aktif yang berbeda, sehingga untuk besar sudut busur sembur yang berbeda menghasilkan perubahan momentum rata-rata yang berbeda dan perubahan momentum rata-rata ini adalah gaya torsi yang merupakan komponen pembangkit daya poros.

Segitiga kecepatan, sebagaimana dijelaskan pada sub bab 2.4.1, dibentuk oleh tiga komponen kecepatan yaitu kecepatan absolut pancaran air, kecepatan keliling dan kecepatan relative. Kecepatan absolut pancaran air sebagai fungsi dari head efektif dan mengikuti hukum kontinuitas masa aliran. Kecepatan keliling roda turbin atau kecepatan

tangensial adalah suatu kecepatan yang tergantung pada diameter dan putaran operasi roda turbin. Sedangkan kecepatan relative adalah suatu kecepatan yang tergantung pada kecepatan absolut pancaran air, kecepatan keliling roda turbin dan sudut serang air terhadap sudu, sehingga kecepatan relatif merupakan fungsi dari head, diameter dan putaran roda turbin dan sudut serang air masuk sudu. Suatu turbin arus lintang dapat dioperasikan pada kapasitas aliran atau head dan putaran poros yang bervariasi. Berdasarkan hukum kekekalan energi, untuk luas penampang aliran yang sama, perubahan head operasi akan diikuti perubahan kecepatan pancaran air dan kapasitas aliran air masuk turbin. Putaran operasi turbin sebagai penggerak generator dipilih dengan memperhatikan putaran generator dan perbandingan putaran transmisi daya dari turbin ke generator. Putaran operasi dan diameter roda turbin merupakan komponen utama kecepatan keliling atau kecepatan tangensial pada segitiga kecepatan. Pada pengoperasian turbin air kecepatan pancaran air V dapat dideteksi dengan pengukuran kapasitas air dan luas penampang mulut pipa pancar, dan kecepatan keliling roda turbin U dapat diketahui dengan diketahuinya putaran dan diameter roda turbin. Dengan demikian perbandingan kecepatan keliling dan kecepatan pancaran air, U/V , dapat diketahui. Selanjutnya hubungan antara daya keluaran (daya turbin) dan daya masukan air yang ditunjukkan oleh capaian efisiensi turbin dapat dipresentasikannya dengan grafik hubungan antara efisiensi dan perbandingan kecepatan. Kiranya perlu ditegaskan bahwa efisiensi merupakan parameter unjuk kerja dan perbandingan kecepatan selain merupakan parameter desain juga merupakan parameter operasi, jadi hubungan antara efisiensi dan perbandingan kecepatan adalah merupakan panduan untuk desain dan pengoperasian turbin air.

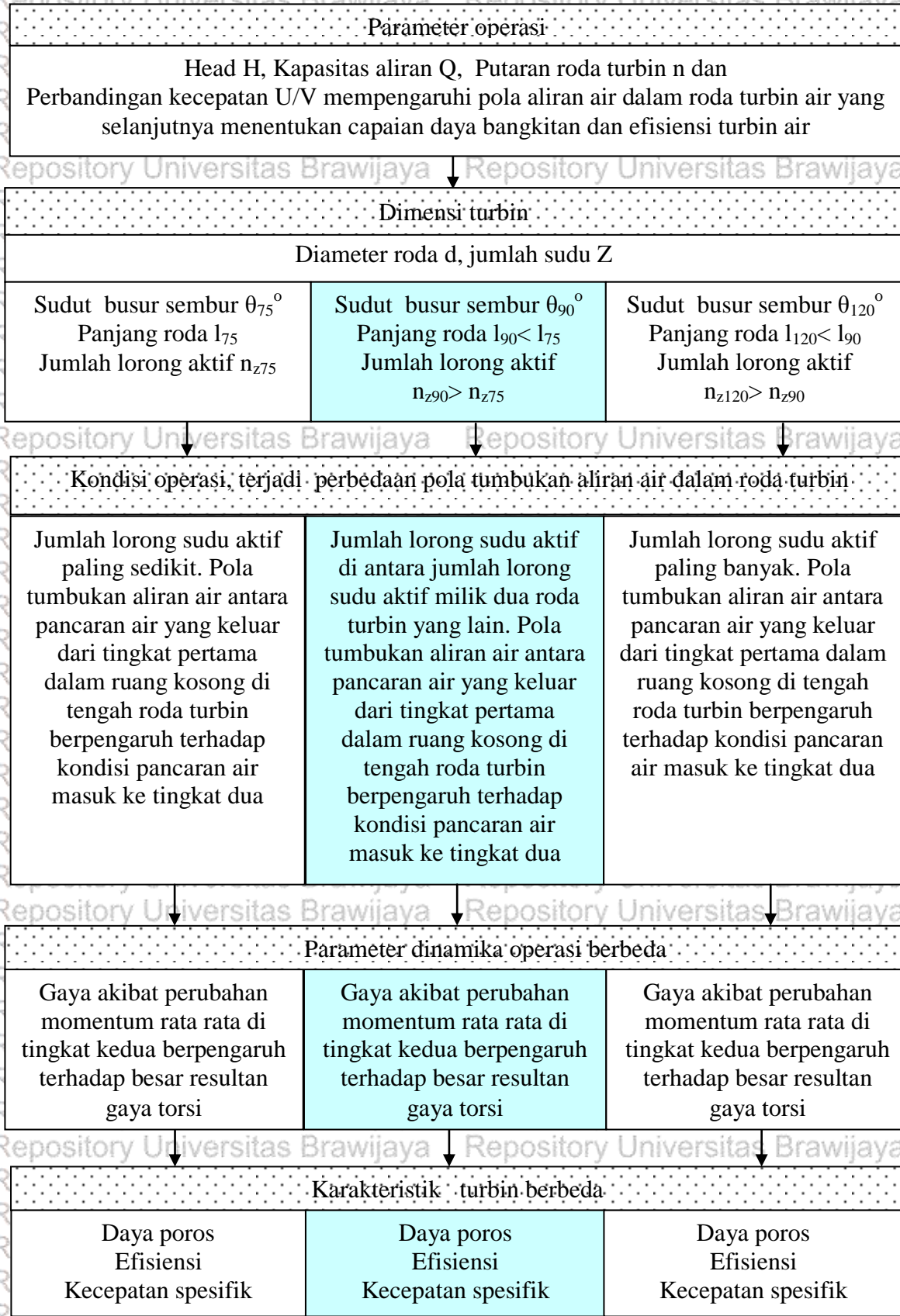
Kecepatan liar adalah kecepatan putar turbin pada saat turbin beroperasi tanpa beban, yaitu suatu kondisi bila beban turbin jatuh/ hilang yang mana pada kondisi demikian turbin mengalami putaran tertinggi. Besarnya putaran liar perlu diketahui / diprediksi untuk keperluan desain poros dan mengantisipasi besarnya defleksi poros yang terjadi pada saat beroperasinya turbin prototipe. Besar putaran liar tentunya dipengaruhi oleh kapasitas aliran air masuk turbin, dan untuk kapasitas aliran yang sama tetapi untuk roda turbin dengan sudut busur sembur pancaran air yang berbeda diprediksi memiliki kecepatan liar yang berbeda dikarenakan adanya perbedaan sudu aktif dari masing masing roda turbin tersebut.

Pada dasarnya ukuran utama roda turbin ditunjukkan oleh parameter : diameter roda, besar sudut busur sembur, jumlah sudu, dan panjang atau lebar roda. Penelitian yang dilakukan untuk mengetahui perbedaan atau membandingkan karakteristik turbin air arus



lintang yang didesain untuk kapasitas dan diameter roda turbin yang sama tetapi memiliki sudut busur sembur yang berbeda. Perbedaan sudut busur sembur ini memiliki konsekuensi lebar roda dan jumlah sudu aktif yang berbeda. Semakin kecil sudut busur sembur nosel roda turbin semakin besar lebar roda turbin dan semakin sedikit jumlah sudu aktif, dan sebaliknya. Dengan demikian dapat dikatakan bahwa besar sudut busur sembur sebanding dengan perbandingan antara lebar dan diameter roda turbin, semakin besar sudut busur sembur semakin kecil perbandingan antara lebar dan diameter roda turbin. Semakin kecil perbandingan antara lebar dan diameter roda turbin semakin banyak lorong sudu aktif dan banyak pancaran air melewati ruang kosong di tengah roda turbin yang saling bertumbukan. Semakin banyak pancaran air yang saling bertumbukan semakin besar perubahan arah dan kerugian hidrolis dari pancaran air yang menuju lorong sudu tingkat ke dua, selanjutnya kondisi yang demikian diduga menyebabkan menurunnya bangkitan tenaga poros dan efisiensi turbin arus lintang.

Skema diagram kerangka konsep penelitian ditunjukkan oleh Gambar 3.2 di halaman 74.



Gambar 3.2 Kerangka konsep penelitian

3.2. Hipotesis

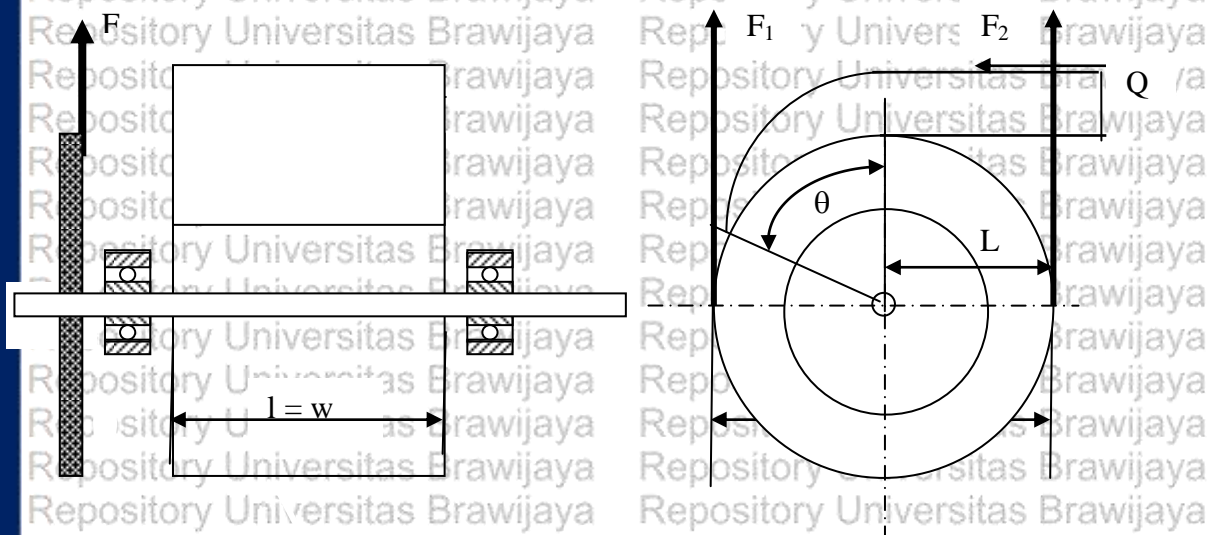
Pengoperasian turbin air pada suatu sistem pembangkit listrik tenaga air sangat tergantung pada kondisi potensi tenaga air dan putaran generator sebagai pasangan turbin air dalam membangkitkan energi listrik serta ketersediaan perbandingan putaran transmisi daya yang mensinkronkan putaran turbin dan putaran generator listrik. Pada penerapan desain turbin air arus lintang untuk diameter, jumlah sudu roda turbin dan jumlah pasokan air yang sama, maka perubahan besar sudut busur sembur yang diikuti perubahan panjang atau lebar roda jalan akan mempengaruhi jumlah sudu-sudu aktif yang tertimpa pancaran air masuk turbin. Semakin besar sudut busur sembur nosel, semakin banyak sudu-sudu aktif yang bekerja, semakin pendek roda jalan turbin dan semakin banyak jumlah pancaran air melewati ruang kosong dalam roda jalan yang bila saling bertumbukan satu sama lain selanjutnya berpengaruh terhadap karakteristik turbin; walaupun demikian penggunaan lengkung atap nosel yang berpusat pada poros turbin diharapkan akan memperbaiki kondisi air masuk ke seluruh lorong-lorong sudu tingkat pertama yang pada akhirnya berpengaruh terhadap performansi turbin. Berpedoman pada kajian pustaka dan kerangka konsep selanjutnya hipotesis disusun sebagai berikut :

- a. Walaupun model turbin didesain pada diameter roda yang sama, perubahan parameter operasi yaitu head, kapasitas dan putaran roda turbin akan mempengaruhi karakteristik turbin air arus lintang.
- b. Perbedaan penggunaan besar sudut busur sembur nosel akan mempengaruhi karakteristik turbin air arus lintang.
- c. Perbedaan karakteristik antar model akan berguna sebagai masukan bagi designer dan operator dalam mengoperasikan turbin air arus lintang.
- d. Perbedaan penggunaan besar sudut busur sembur nosel akan mempengaruhi pola pancaran air selama melewati ruang kosong dalam roda turbin, yakni pancaran air saat meninggalkan lorong sudu-sudu tingkat pertama dalam menuju lorong sudu-sudu tingkat kedua, yang selanjutnya mempengaruhi unjuk kerja turbin air arus lintang.

BAB IV METODE PENELITIAN

4.1 Metode Penelitian

Metode penelitian yang digunakan adalah metoda eksperimental, menyelidiki ada tidaknya hubungan antara perubahan besar sudut busur sembur nosel terhadap performan karakteristik turbin air arus lintang yang memiliki diameter yang sama tetapi memiliki lebar roda yang berbeda sesuai dengan besar sudut busur sembur nosel pasangannya. Jadi penelitian ini dirancang untuk mengetahui karakteristik turbin air arus lintang yang berguna dalam memprediksi titik pengoperasian agar berada pada kondisi operasi dengan efisiensi yang tinggi. Skema prinsip pengujian karakteristik ditunjukkan Gambar 4.1 di bawah ini. Air sebesar Q mendorong roda jalan sehingga roda jalan berputar sebesar n putaran dan terjadi torsi pada poros yang dapat dihitung dengan diketahuinya resultan gaya torsi F_1 dan F_2 dikalikan dengan lengan L. Selanjutnya daya poros dapat dihitung dengan mengalikan torsi dengan kecepatan sudut yang merupakan fungsi dari putaran poros turbin.



Gambar 4.1 Skema prinsip pengujian karakteristik turbin model

F = Gaya torsi
 L = lengan gaya torsi
 Q = kapasitas aliran air
 θ = sudut busur sembur
 $l = w$ = lebar sudu
 D = diameter luar roda turbin
 n = putaran roda jalan

Memperhatikan kondisi pengoperasian turbin air di lapangan, untuk mengetahui unjuk kerja ketiga turbin model tersebut diuji pada variasi putaran 50, 100, 150, 200, 250, 300, 400 dan 500 rpm pada kapasitas aliran air 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65 dan 70

m^3 per jam atau pada head 0,5 ; 0,64 ; 0,84 ; 1,05 ; 1,3 ; 1,6 ; 1,8 ; 2,2 dan 2,6 m. Dalam hal ini perlu ditegaskan bahwa untuk setiap variasi putaran masing masing turbin model diuji pada variasi kapasitas aliran air atau pada variasi perubahan head. Dengan demikian dapat diketahui karakteristik masing masing turbin model untuk setiap variasi putaran operasi. Selanjutnya, dengan diketahuinya karakteristik tersebut dapat dipilih turbin model yang memiliki besar sudut sembur dan titik pengoperasian agar dicapai performan karakterik terbaik atau dengan kata lain diketahuinya perbedaan capaian performan karakteristik dari ketiga turbin model tersebut. Prosedur pengujian secara rinci disampaikan pada sub bab 4.4.3.

4.2 Lokasi Penelitian

Penelitian ini adalah merupakan uji karakteristik turbin air arus lintang secara uji laboratorium. Penelitian dilaksanakan pada instalasi uji mesin fluida di laboratorium mesin fluida, jurusan teknik mesin fakultas teknik universitas brawijaya

4.3 Variabel Penelitian

Berikut adalah variable yang ditetapkan dalam penelitian yang dilakukan :

Variable bebas pada penelitian ini adalah sudut busur sembur, kapasitas aliran air masuk turbin dan putaran poros turbin.

Variable terkontrol yang dipilih adalah diameter roda turbin, jari jari sudu dan luas penampang lorong nosel.

Variabel terikat yang dipilih adalah : daya bangkitan turbin, efisiensi, perbandingan kecepatan dan runaway speed.

4.4 Data Penelitian

Data penelitian untuk pengujian karakteristik turbin arus lintang ini terdiri dari dimensi turbin model, instalasi pengujian dan data pengujian. Dimensi turbin model disajikan dalam sub bab 4.4.1, skema instalasi pengujian 4.4.2, prosedur pengujian 4.4.3, format dan pengambilan data uji 4.4.4, dan pengambilan foto aliran air melalui bagian dalam roda turbin 4.4.5.

4.4.1 Dimensi turbin model arus lintang yang diuji

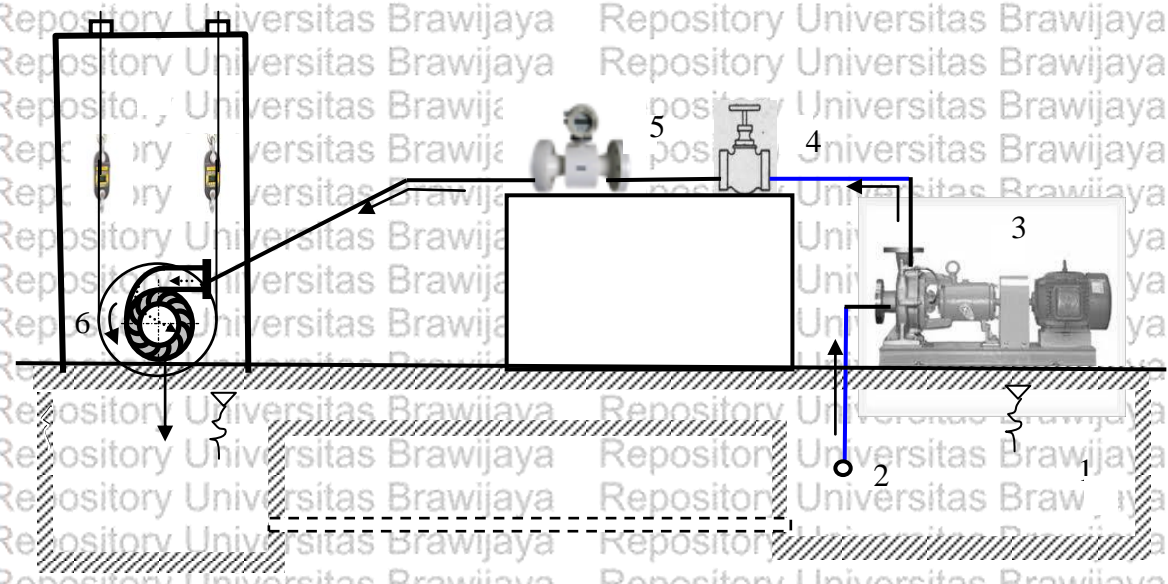
Turbin model yang diuji sebanyak 3 pasang, yaitu, pasangan roda turbin - nosel berbusur sembur 75° , 90° , dan 120° . Dimensi ketiga turbin model ditunjukkan Tabel 4.1

Tabel 4.1 Dimensi model pasangan roda turbin-nosel

Parameter	Sudut busur sembur $\Theta = 75^\circ$	Sudut busur sembur $\Theta = 90^\circ$	Sudut busur sembur $\Theta = 120^\circ$
Diameter Luar D_1 (mm)	180	180	180
Diameter dalam D_2 (mm)	115.4	115.4	115.4
Panjang turbin L (mm)	90	75	56
Tinggi lorong S_o (mm)	31	37,2	49,8
Panjang busur sudu L_s (mm)	37,6	37,6	37,6
Luas lorong masuk nosel A (mm ²)	2790	2790	2790

4.4.2 Skema Instalasi Pengujian

Skema instalasi pengujian diilustrasikan sebagaimana Gambar 4.2 di bawah ini



Gambar 4.2 skema instalasi pengujian turbin air arus lintang

Keterangan :

- 1 Bak penampung air
- 2 Katup kaki
- 3 Pompa
- 4 Katup pengatur
- 5 Magnetic flowmeter
- 6 Turbin model uji
- 7 Timbangan beban
- 8 Hand-held digital tachometer

4.4.3 Prosedur Pengujian

Pengujian ke tiga model turbin, dilakukan di Labolatorium Mesin mesin fluida Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya pada instalasi uji sebagaimana ditunjukkan Gambar 4.2, dengan cara sebagai sebagai berikut : Air dari bak penampung air 1 dipompakan menuju turbin uji 6 dengan terlebih dahulu melewati katup pengatur

kapasitas aliran 4 dan Nagoya *magnetic flow meter* 5 untuk mengetahui kapasitas aliran air yang masuk turbin uji, dan selanjutnya setelah air menumbuk roda turbin dikembalikan lagi ke bak penampung air 1. Pengaturan kapasitas aliran dikontrol melalui besarnya bukaan katup pengatur 4 dan besarnya kapasitas aliran masuk turbin ditunjukkan oleh *magnetic flow meter* 5. Gaya torsi ditera dengan menggunakan dua buah timbangan 7 merk Salter dan putaran turbin ditera dengan menggunakan *hand held tachometer* 8. Kondisi aliran air saat melewati roda turbin difoto dengan menggunakan camera merk nikon dan bantuan pencahayaan lampu halogen berdaya 1000 Watt.

4.4.4 Fomat Dan Pengambilan Data Uji

Pengambilan data uji dilakukan untuk variasi kapasitas aliran dan variasi putaran poros turbin terhadap pembebanan yang diberikan. Untuk kapasitas aliran tertentu (data yang dicatat dari penunjuk magnetic flow meter) dilakukan pencatatan besarnya runaway speed dan besarnya putaran poros turbin pada pembebanan yang bervariasi.

Variasi pembebanan dilakukan dengan mengatur beban pada timbangan pegas Salter, sehingga gaya torsi pembebanan ditunjukkan oleh timbangan pegas tersebut. Variasi putaran yang dipilih 50, 100, 200, 250, 300, 400 dan 500 rpm, sedangkan variasi kapasitas aliran yang dipilih adalah 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, dan 70 meter kubik per jam. Selanjutnya aktivitas yang sama dilakukan untuk pasangan roda turbin-nosel yang berbeda (dua pasangan roda turbin nosel yang lain). Form data pengujian sebagaimana terlihat pada Tabel 4.2. Sedangkan data lengkap beserta hasil perhitungan disajikan lampiran 1 sampai dengan lampiran 4 di halaman 228 sampai dengan halaman 252.



Tabel 4.2 Form data pengujian turbin model

No.	Kapasitas (m ³ /jam)	Putaran liar (rpm)	Putaran operasi (rpm)	Gaya torsi 1 (N)	Gaya torsi 2 (N)
1	70	70	70		
2	65	65	65		
3	60	60	60		
4	55	55	55		
5	50	50	50		
6	45	45	45		
7	40	40	40		
8	35	35	35		
9	30	30	30		
10	25	25	25		
11	20	20	20		

4.4.5 Pengambilan Foto Aliran Air Melalui Bagian Dalam Roda Turbin

Salah satu sisi piringan dari ketiga turbin model dibuat dari bahan Perspex (tembus pandang) sehingga merupakan piringan transparan yang memberikan fasilitas kepada peneliti dapat mengamati kondisi aliran air saat melintasi bagian dalam roda jalan turbin. Pola aliran air selama melewati ruang kosong dalam roda turbin yang diprediksi dapat membantu dalam memberikan penjelasan mengenai karakteristik turbin model dan mengapa besar sudut busur sembur berpengaruh terhadap unjuk kerja turbin air arus lintang, diambil saat turbin model diuji pada operasi di bawah, pada dan di atas putaran desain dengan menggunakan kamera nikon dan lampu halogen dengan daya 1000 Watt.

Foto model turbin, alat ukur, dan instalasi pengujian disajikan pada lampiran 5 sampai dengan lampiran 7 pada halaman 252 hingga halaman 255.

4.5 Analisis Data

Data hasil pengamatan selanjutnya diolah dengan menggunakan formula formula yang disajikan dalam sub bab 2.7 dan disajikan dalam bentuk grafik yang dibuat menggunakan fasilitas program excel, dengan tujuan untuk mempermudah dan memperjelas dalam membandingkan karakteristik di antara model model yang diuji. Grafik grafik disajikan untuk masing masing model dan disajikan grafik yang merupakan gabungan (*super imposed graphic*) guna memperjelas/ mempermudah dalam melakukan dan memahami pembahasan yang disajikan. Grafik grafik hasil penelitian yang dimaksud akan mempresentasikan hubungan antar parameter, baik untuk masing masing model maupun super impose :

bangkitan daya poros terhadap kapasitas aliran (BHP vs Q)

bangkitan daya poros terhadap head (BHP vs H)

efisiensi turbin terhadap kapasitas aliran (η vs Q)

efisiensi turbin terhadap perbandingan kapasitas aliran (η vs Q_d/Q)

efisiensi turbin terhadap head (η vs H)

efisiensi turbin terhadap perbandingan head (η vs H_d/H)

efisiensi turbin terhadap perbandingan kecepatan (η vs U/V)

efisiensi turbin terhadap bangkitan daya poros (η vs BHP)

efisiensi turbin terhadap putaran spesifik (η vs n_s)

efisiensi turbin terhadap putaran/putaran liar (η vs n/n_{run})

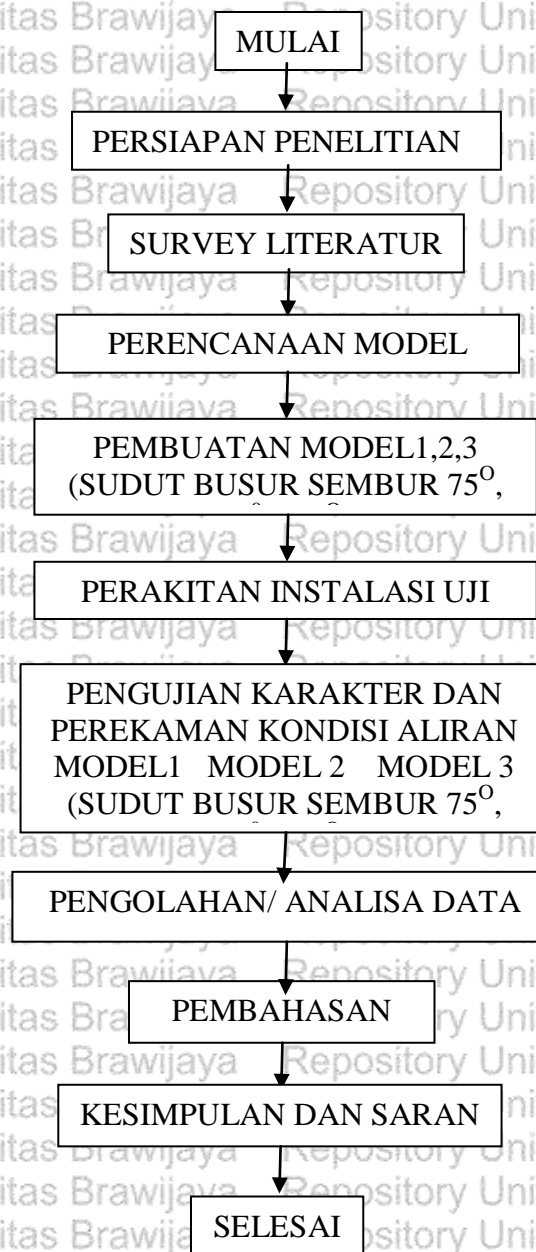
bangkitan daya poros terhadap perbandingan kecepatan (BHP vs U/V)

kecepatan spesifik terhadap perbandingan kecepatan (N_s vs U/V)

Pembahasan dilakukan selain melibatkan grafik grafik hasil penelitian juga dikonfirmasi terhadap foto foto kondisi aliran air saat melintasi bagian dalam roda turbin yang diambil saat dilakukannya penelitian. Selanjutnya kesimpulan dan saran dimaksudkan untuk keperluan perbaikan desain dan pengoperasian turbin air arus lintang.

Foto-foto kondisi aliran melalui dalam roda turbin diambil pada putaran 50,100,150,250,300 dan 500 rpm untuk masing masing model dengan nosel bersudut busur sembur 75° , 90° , 120° .

Diagram alir penelitian penelitian



Gambar 4.3 diagram alir penelitian

BAB V HASIL DAN PEMBAHASAN

Dalam bab V disertasi ini disampaikan hasil kegiatan penelitian yang dilakukan yaitu : terwujudnya instalasi uji (test rig), karakteristik turbin model dan foto-foto visualisasi aliran air yang terjadi saat pengujian turbin model beserta pembahasannya.

Hasil kegiatan yang berupa instalasi uji yang dibangun di laboratorium mesin fluida adalah wujud fisik kegiatan, dan pembahasan karakteristik serta foto visualisasi aliran air selama melalui roda turbin adalah merupakan uraian makna dari hasil penelitian untuk aplikasi di lapangan dan sumbangan pemikiran terhadap usaha pengembangan ilmu pengetahuan di masa mendatang.

5.1 Instalasi Uji Turbin Air Arus Lintang (*Test Rig*)

Instalasi uji turbin arus lintang untuk keperluan penelitian ini dibangun di laboratorium mesin fluida jurusan teknik mesin fakultas teknik universitas brawijaya. Ujud instalasi sebagaimana ditunjukkan Gambar 9 adalah skema instalasi pengujian turbin air arus lintang dan Gambar 10 adalah foto instalasi pengujian turbin air arus lintang. Instalasi tersebut dikonstruksi sedemikian rupa untuk menguji performansi dan mampu menunjukkan prinsip kerja turbin air arus lintang. Pada penelitian ini diuji tiga buah turbin model (tiga pasangan nosel-roda turbin) yang didesain pada kapasitas aliran, diameter dan putaran yang sama tetapi memiliki lebar dan besar sudut sembur yang berbeda. Salah satu sisi piringan masing masing model dibuat dari bahan transparan (*perspek*) yang mengijinkan kita mampu melihat kondisi aliran air di dalam roda turbin air arus lintang saat beroperasi.

Pengukuran kapasitas aliran air masuk turbin dengan menggunakan *magnetic flow meter*, pengukuran kapasitas aliran ini dimaksudkan untuk mengetahui daya air masuk turbin. Sedangkan gaya torsi yang diukur dengan *prony brake* dimaksudkan untuk mengetahui torsi pada poros turbin air arus lintang untuk perhitungan daya poros turbin sebagai keluaran dari sistem konversi energi tersebut. Instalasi yang demikian secara umum sangat berguna untuk menjelaskan konversi energi pada turbin air arus lintang kepada mahasiswa yang tertarik pada sistem konversi energi terbarukan, dan secara khusus kepada mahasiswa teknik mesin dalam mempelajari mesin konversi energi. Dengan bantuan instalasi yang demikian mahasiswa dapat memahami prinsip prinsip

pengukuran, dan adanya kerugian energi pada proses konversi energi dari energi potensial air menjadi energi mekanik pada poros turbin.

Jejak perjalanan air dalam roda jalan saat menumbuk dan melewati lorong sudu sudu tingkat pertama, melewati bagian tengah roda, kemudian menumbuk dan melewati lorong sudu tingkat kedua yang akhirnya keluar meninggalkan roda turbin dapat diamati/diperhatikan melalui piringan roda turbin yang terbuat dari bahan tembus pandang. Pengujian model juga memperlihatkan adanya kerugian kecocoran air yang melewati sela antara roda turbin dan nosel, yakni, kebocoran melalui sela antara ujung atap nosel dan tepi sudu bagian luar dan sela antara bibir samping nosel dan piringan. Kondisi aliran air selama menempuh perjalanannya melewati dalam roda turbin dan adanya kebocoran air yang terjadi tersebut memberikan gambaran adanya kerugian hidrolis dan volumetris yang berpengaruh terhadap bangkitan daya dan efisiensi turbin air arus lintang.

Selanjutnya dengan menggunakan instalasi tersebut karakteristik turbin air arus lintang dapat ditentukan. Karakteristik yang dimaksud adalah grafik yang menunjukkan hubungan antara parameter-parameter berikut ini:

- a. bangkitan daya poros terhadap kapasitas aliran (BHP vs Q)
- b. bangkitan daya poros terhadap head (BHP vs H)
- c. efisiensi turbin terhadap kapasitas aliran (η_s)
- d. efisiensi turbin terhadap perbandingan kapasitas aliran (η_s vs d/Q)
- e. efisiensi turbin terhadap head (η_s vs H)
- f. efisiensi turbin terhadap perbandingan head (η_s vs H_d/H)
- g. efisiensi turbin terhadap perbandingan kecepatan (η_s)
- h. efisiensi turbin terhadap bangkitan daya poros (η_s vs BH)
- i. efisiensi turbin terhadap putaran spesifik (η_s vs n_s)
- j. efisiensi turbin terhadap putaran/putaran liar (η_s vs n/n_{run})
- k. bangkitan daya poros terhadap perbandingan kecepatan (BHP vs U/V)
- l. kecepatan spesifik terhadap perbandingan kecepatan (N_s vs U/V)

5.2 Karakteristik Model Uji Dengan Busur Sembur 75°

Grafik masing masing hubungan antar parameter yang menunjukkan karakteristik turbin air arus lintang dengan busur sembur 75° disajikan dan dibahas pada sub bab 5.1 sampai dengan 5.12

5.2.1 Hubungan antara Bangkitan Daya Turbin terhadap Kapasitas Aliran (BHP Vs Q)

Gambar 5.1 menunjukkan grafik hubungan antara bangkitan daya turbin (*power*) terhadap kapasitas aliran air masuk turbin (*flow rate*) untuk beberapa variasi putaran roda turbin. Grafik tersebut menunjukkan bahwa penambahan kapasitas aliran air masuk turbin untuk berbagai putaran roda turbin mengakibatkan naiknya daya mekanik yang dibangkitkan turbin. Grafik tersebut juga menjelaskan bahwa pola kenaikan bangkitan daya mekanik pada poros turbin akibat penambahan kapasitas aliran air masuk turbin sangat dipengaruhi oleh putaran operasi poros turbin. Pada umumnya untuk kapasitas aliran yang sama semakin tinggi putaran operasi roda turbin semakin besar bangkitan daya poros turbin, kecuali bila putaran roda turbin melebihi 400 rpm dimana daya turbin yang dibangkitkan pada putaran 500 rpm lebih rendah dari daya turbin yang dibangkitkan pada putaran 400 rpm.



Gambar 5.1 Grafik hubungan antara bangkitan daya poros dan kapasitas aliran (turbin model dengan ⁰)

Berdasarkan keseimbangan energi, untuk kapasitas aliran yang sama, semakin besar daya yang dibangkitkan pada poros turbin menunjukkan semakin kecil losses yang terjadi. Selanjutnya berdasarkan grafik tersebut bila turbin dioperasikan pada kapasitas aliran lebih besar dari 55 m³ per jam bahwa kerugian energi yang paling sedikit bila turbin

berputar pada putaran 400 rpm. Sedangkan bila turbin dioperasikan dengan kapasitas aliran lebih kecil dari 40 m^3 per jam maka kerugian energi yang paling sedikit bila turbin dioperasikan pada putaran 150 rpm. Jadi dapat disimpulkan bahwa kapasitas aliran masuk turbin dan putaran roda turbin berpengaruh terhadap kondisi aliran air selama melewati roda turbin, yang selanjutnya kondisi aliran air tersebut berefek terhadap besarnya kerugian hidrolis dan pada akhirnya memperkecil daya mekanis yang dibangkitkan pada poros turbin.

Turbin model yang diuji didesain pada putaran 150 rpm untuk kapasitas aliran 30 m^3 per jam, dimana dalam hal ini kapasitas aliran air yang masuk turbin merupakan fungsi dari head dan luas penampang melintang nosel turbin, pada dasarnya bahwa turbin arus lintang dapat dioperasikan pada putaran dan kapasitas di luar putaran dan kapasitas desain. Hasil penelitian yang dilakukan ini menunjukkan bahwa turbin arus lintang dapat dioperasikan dengan kapasitas yang lebih besar dari kapasitas desain selama putaran operasi turbin tidak melebihi 300 persen putaran desain. Hal ini secara langsung memberikan masukan kepada desainer turbin dalam mendesain kekuatan roda dan poros turbin bila turbin dioperasikan pada putaran dan kapasitas aliran air di atas putaran dan kapasitas aliran desain sehubungan dengan efek yang ditimbulkan bila turbin dioperasikan di dekat putaran kritis. Selain dari itu grafik hubungan bangkitan daya turbin terhadap kapasitas aliran ini juga merekomendasikan kepada operator sistem pembangkit bahwa jangan mengoperasikan turbin di bawah putaran desain agar diperoleh bangkitan daya yang tinggi, dengan tujuan agar turbin beroperasi pada efisiensi tinggi. Suatu hal yang harus juga sangat diperhatikan bahwa pengoperasian turbin di atas putaran desain adalah sangat peka terhadap perubahan kapasitas aliran, dalam hal ini ditunjukkan grafik pada Gambar 5.1 bahwa pada putaran 200 rpm ke atas grafik hubungan antara bangkitan daya terhadap kapasitas aliran lebih curam dibandingkan dengan grafik hubungan antara bangkitan daya terhadap kapasitas aliran untuk putaran yang lebih rendah. Atau dengan kata lain dapat disampaikan bahwa untuk perubahan kapasitas aliran yang sama, pengoperasian turbin pada putaran di atas putaran desain lebih berpengaruh terhadap perubahan pembebanan dibandingkan terhadap pengoperasian turbin pada putaran atau di bawah putaran desain.

Sehubungan dengan ketersediaan air dalam bendungan, kiranya berdasarkan grafik gambar 5.1 dapat disampaikan bahwa pengoperasian turbin pada putaran tinggi lebih hemat terhadap pemakaian air dibandingkan dengan pengoperasian turbin pada putaran rendah. Dalam hal ini dapat dilihat pada grafik Gambar 5.1 bahwa untuk membangkitkan

daya yang sama (katakan 200 watt) pengoperasian turbin pada putaran 300 rpm akan lebih hemat air sebesar 10 m^3 perjam bila dibandingkan dengan pengoperasian pada putaran 150 rpm.

5.2.2 Hubungan antara Bangkitan Daya Poros Turbin terhadap Head (BHP Vs H)



Gambar 5.2 Grafik hubungan antara Bangkitan daya poros terhadap Head turbin model dengan (ρ)

Grafik hubungan antara bangkitan daya poros turbin (*power*) terhadap head untuk variasi putaran roda turbin Gambar 5.2 menunjukkan bahwa daya yang dibangkitkan turbin meningkat seiring dengan meningkatnya head turbin. Grafik tersebut menunjukkan bahwa pengoperasian turbin pada head yang sama semakin tinggi putaran operasi turbin semakin tinggi daya poros yang dibangkitkan, kecuali pada putaran poros turbin melebihi 400 rpm dimana daya yang dibangkitkan turbin pada putaran poros 500 rpm lebih rendah daripada daya yang dibangkitkan pada putaran 300 rpm. Dengan kata lain semakin tinggi daya poros yang dibangkitkan memiliki pengertian semakin kecil kerugian yang terjadi, sehingga grafik tersebut juga mengindikasikan bahwa semakin tinggi putaran poros semakin kecil kerugian yang terjadi, kecuali kerugian energi yang terjadi pada putaran poros 500 rpm lebih besar dibanding dengan kerugian energi yang terjadi pada putaran poros 300 rpm. Dengan demikian dapat disampaikan bahwa besarnya kerugian yang terjadi merupakan komponen pengurang terhadap energi masukan yang dimiliki air untuk menghasikan energi mekanis (bangkitan daya) pada poros turbin.

Kerugian energi yang terjadi menurut grafik 5.2 dapat dinyatakan bahwa untuk pengoperasian turbin pada head 0,2 m sampai dengan 1 m (mendekati head desain) didapatkan kerugian energi terkecil bila turbin beroperasi pada putaran 150 rpm, sedangkan pengoperasian turbin pada head 1,0 m sampai dengan 1,8 m didapatkan kerugian energi terkecil bila turbin beroperasi pada putaran 300 rpm, dan untuk pengoperasian turbin pada head 1,8 m sampai dengan 2,5 m didapatkan kerugian energi terkecil bila turbin beroperasi pada putaran 400 rpm.

Berdasarkan kenyataan tersebut di atas maka dapat disimpulkan bahwa head dan kecepatan putar roda turbin berpengaruh terhadap kondisi aliran air selama melewati roda turbin sehingga menyebabkan terjadinya kerugian hidrolis yang merupakan komponen kerugian energi dimana keberadaannya mengurangi besarnya bangkitan daya poros turbin. Selanjutnya perlu diperhatikan bahwa perubahan head sangat peka terhadap perubahan bangkitan daya poros pada pengoperasian turbin di atas putaran desain.

5.2.3 Hubungan antara Efisiensi Turbin t_r dan r

Gambar 5.39 menunjukkan grafik hubungan antara efisiensi dan kapasitas aliran untuk beberapa variasi putaran roda turbin. Pada Gambar tersebut terdapat dua macam grafik, yaitu grafik yang melengkung ke bawah (untuk putaran roda turbin 50 dan 100 rpm) dan grafik yang melengkung ke atas (untuk putaran roda turbin 150, 200, 250, 300, 400 dan 500 rpm).



Gambar 5.3 Grafik hubungan antara efisiensi dan kapasitas aliran (flow rate) turbin model dengan θ

Grafik karakteristik hubungan antara efisiensi dan kapasitas aliran melengkung ke bawah untuk putaran operasi roda turbin di bawah putaran desain dan grafik melengkung ke atas untuk putaran operasi roda turbin pada atau di atas putaran desain. Efisiensi turbin menurun dengan bertambahnya kapasitas aliran air masuk turbin bila turbin beroperasi pada putaran 50, 100 dan 150 rpm. Sedangkan untuk pengoperasian turbin pada putaran 200, 250, 300, 400 dan 500 rpm hasil uji menunjukkan bahwa efisiensi turbin naik seiring dengan bertambahnya kapasitas aliran air masuk turbin hingga sekitar 60 m^3 per jam (sekitar 200 % kapasitas desain) kemudian efisiensi akan menurun lagi bila kapasitas aliran masuk turbin lebih besar dari 60 m^3 per jam. Efisiensi tertinggi dicapai pada pengoperasian kapasitas aliran sebesar 55 m^3 per jam dengan putaran roda turbin sebesar 300 rpm. Selanjutnya dapat disimpulkan bahwa pengoperasian turbin pada kapasitas aliran 200% lebih besar dari kapasitas aliran desain akan menurunkan efisiensi.

5.2.4 Hubungan antara Efisiensi Turbin terhadap Ratio Kapasitas Aliran (Q_d/Q)

Gambar 5.4 menunjukkan grafik hubungan antara efisiensi terhadap perbandingan kapasitas aliran air masuk turbin untuk berbagai putaran roda turbin. Perbandingan kapasitas aliran air masuk turbin adalah ratio antara kapasitas aliran desain (Q_d) dan kapasitas aliran pengoperasian turbin (Q), pernyataan $Q_d/Q > 1$ berarti turbin dioperasikan dengan kapasitas aliran lebih kecil dari kapasitas aliran desain dan pernyataan $Q_d/Q < 1$ berarti turbin dioperasikan dengan kapasitas aliran lebih besar dari kapasitas aliran desain. Efisiensi turbin meningkat berkurangnya nilai Q_d/Q (bertambahnya kapasitas aliran air masuk turbin) bila turbin beroperasi pada putaran 50 dan 100 rpm, sedangkan efisiensi turbin naik kemudian turun lagi seiring dengan berkurangnya nilai Q_d/Q (bertambahnya kapasitas aliran air masuk turbin) untuk pengoperasian turbin pada putaran 150 dan 200 rpm. Dan efisiensi turbin menurun dengan berkurangnya nilai Q_d/Q (bertambahnya kapasitas aliran air masuk turbin) bila turbin beroperasi pada putaran 250, 300, 400 dan 500 rpm. Efisiensi tertinggi dicapai pada pengoperasian turbin $Q_d/Q = 1$ dengan putaran roda turbin sebesar 150 rpm, titik pengoperasian ini adalah pada titik desain. Selanjutnya mengenai hubungan perbandingan kapasitas aliran (prosentase kapasitas aliran Q_d/Q) terhadap efisiensi dapat disimpulkan bahwa dengan berkurangnya perbandingan kapasitas aliran efisiensi turbin meningkat untuk operasi putaran roda turbin 50 rpm dan 100 rpm, efisiensi turbin meningkat (sampai $Q_d/Q = 1$) kemudian menurun lagi untuk operasi putaran roda turbin 150 rpm dan

200 rpm. Dan efisiensi turbin menurun dengan menurunnya perbandingan kapasitas aliran untuk operasi putaran roda turbin 250 rpm, 300 rpm, 400 rpm dan 500 rpm.



Gambar 5.4 Grafik hubungan antara efisiensi dan perbandingan kapasitas aliran turbin model dengan Q_0

Karakteristik ini memberikan perhatian kepada para desainer turbin air saat menentukan parameter desain dalam memanfaatkan potensi hidro yang terdapat di suatu lokasi sehubungan dengan kondisi/ fluktuasi parameter potensi hidro sepanjang musim. Karakteristik ini juga memberikan pedoman pengoperasian kepada operator turbin dalam mengoperasikan turbin sehubungan dengan kapasitas aliran air yang tersedia yang mampu dipasok ke turbin dan pembebanan operasi yang dikenakan pada turbin air dalam rangka mempertahankan kondisi operasi yang optimum.

5.2.5 Hubungan antara Efisiensi Turbin terhadap Head (

Gambar 5.5 menunjukkan grafik hubungan antara efisiensi terhadap head untuk berbagai putaran operasi turbin air arus lintang dengan busur sembur 75° . Pada Gambar 5.5 tersebut kita temukan dua kelompok grafik lengkung efisiensi, yaitu, grafik lengkung efisiensi membuka ke atas untuk pengoperasian turbin pada putaran 50 dan 100 rpm (pengoperasian di bawah putaran desain) dan grafik efisiensi melengkung ke bawah untuk pengoperasian turbin pada putaran 150, 200, 250, 300, 400, dan 500 rpm (pengoperasian di atas putaran desain). Untuk grafik dengan lengkung efisiensi membuka ke atas menunjukkan bahwa efisiensi menurun dengan naiknya head,

sedangkan untuk kurva efisiensi yang melengkung ke bawah menunjukkan bahwa efisiensi naik kemudian menurun seiring dengan bertambahnya head turbin.



Gambar 5.5 Grafik hubungan antara efisiensi dan head turbin turbin model dengan

Efisiensi tertinggi sekitar 86% dicapai untuk pengoperasian roda turbin pada putaran sebesar 300 rpm. Selanjutnya dapat disimpulkan bahwa pengoperasian turbin pada head yang lebih besar dari 1,5 meter (lebih dari 200% head desain) akan menurunkan efisiensi. Hal ini perlu diperhatikan oleh operator turbin yang bertugas di lapangan untuk menjaga jangan sampai ketinggian permukaan air dalam bendung atau bendungan meningkat hingga mencapai 200% dari desain ketinggian permukaan.

5.2.6 Hubungan antara Efisiensi Turbin terhadap Perbandingan Head

(H_d/H)

Gambar 5.6 menunjukkan grafik hubungan antara efisiensi dan perbandingan head untuk berbagai putaran roda turbin. Perbandingan head adalah perbandingan antara head desain (H_d) dan head pengoperasian turbin (H), $H_d/H > 1$ berarti turbin dioperasikan dengan head lebih rendah dari head desain dan $H_d/H < 1$ berarti turbin dioperasikan pada head lebih besar dari head desain. Efisiensi turbin menurun dengan menurunnya nilai H_d/H (bertambahnya head operasi turbin) bila turbin beroperasi pada putaran 50 dan 100 rpm. Efisiensi turbin naik kemudian turun lagi seiring dengan bertambahnya nilai H_d/H

(berkurangnya head operasi turbin) untuk pengoperasian turbin pada putaran 150 dan 200 rpm.



Gambar 5.6 Grafik hubungan antara efisiensi dan perbandingan head turbin model dengan $\left(\frac{H}{H_0}\right)$

Efisiensi turbin menurun seiring bertambahnya head ratio bila turbin beroperasi pada 250, 300, 400 dan 500 rpm. Pada pengoperasian turbin di lapangan operator harus selalu memperhatikan level permukaan air di bendung atau bendungan.

5.2.7 Hubungan antara Efisiensi Turbin terhadap Perbandingan Kecepatan

Gambar 5.7 menunjukkan grafik hubungan antara efisiensi terhadap perbandingan kecepatan untuk berbagai putaran roda turbin. Perbandingan kecepatan adalah perbandingan antara kecepatan keliling roda turbin (U) dan kecepatan absolut pancaran air masuk sudu jalan (V). Secara teoritis, efisiensi suatu mesin berputar akan mencapai harga maksimum bila dicapai perbandingan antara kecepatan keliling roda jalan (U) terhadap kecepatan air menumbuk sudu sudu roda jalan (V) mencapai harga 0,5.

Hasil penelitian ini menunjukkan bahwa efisiensi maksimum dicapai pada suatu harga di dekat U/V mendekati 0,5 tergantung pada besarnya putaran roda turbin. Efisiensi maksimum untuk putaran lebih kecil dari 300 rpm (200% putaran desain) terjadi pada U/V memiliki harga kurang dari 0,5. Sedangkan untuk putaran roda turbin lebih besar dari 300 rpm efisiensi maksimum terjadi pada nilai U/V lebih besar dari 0,5.



Gambar 5.7 Grafik hubungan antara efisiensi dan perbandingan kecepatan U/V turbin model dengan ⁰⁾

Untuk suatu putaran konstan besarnya nilai U/V dipengaruhi oleh besarnya head atau kapasitas aliran air, semakin besar head atau kapasitas air masuk turbin berarti kecepatan air masuk turbin semakin besar dan meningkatnya kecepatan pancaran air ini menurunkan nilai perbandingan kecepatan U/V . Bagi desainer harus memperhatikan hubungan U/V ini dalam menentukan dimensi turbin, dimana U sebagai fungsi dari diameter dan putaran turbin dan V sebagai fungsi dari head turbin. Kondisi yang demikian tentunya juga harus diperhatikan oleh operator turbin dari suatu sistem pembangkit listrik tenaga air, bahwa peningkatan kapasitas aliran air masuk turbin dalam usaha untuk mengatasi beban haruslah diperhatikan terhadap penurunan efisiensi yang sangat berpengaruh terhadap daya bangkita turbin. Jadi dengan menambah kapasitas aliran pada pengoperasian turbin air berarti menambah kecepatan aliran air menumbuk roda turbin akan berakibat memperkecil nilai U/V dan sebaliknya. Menurut Gambar 5.7 untuk beberapa putaran yang dipilih pada pengujian model turbin air tersebut efisiensi maksimum terjadi pada harga U/V 0,45 sampai 0,65. Dengan tujuan menjaga keandalan operasi sistem pembangkit daya disarankan pengoperasian turbin air arus lintang bekerja pada $U/V < 0,65$, hal ini dimaksudkan bila ada penambahan beban secara tiba tiba operasi sistem masih dapat dipertahankan pada efisiensi yang beralasan dengan jalan menambahkan kapasitas aliran air masuk turbin; yang dalam hal ini berarti memperkecil U/V .

5.2.8 Hubungan antara Efisiensi Turbin terhadap Bangkitan Daya (Vs BHP)

Gambar 5.8 menunjukkan grafik hubungan antara efisiensi terhadap bangkitan daya untuk berbagai putaran roda turbin. Grafik pada gambar tersebut menyatakan bahwa secara umum semakin tinggi putaran roda turbin semakin besar daya yang dibangkitkan. Untuk pengoperasian turbin sampai dengan putaran 150 rpm, bertambahnya bangkitan daya mengakibatkan penurunan efisiensi. Sedangkan untuk pengoperasian turbin dengan putaran roda turbin di atas 150 rpm, efisiensi turbin naik dengan naiknya bangkitan daya turbin hingga suatu harga tertentu dan selanjutnya efisiensi menurun sementara bangkitan daya tetap naik. Untuk stasiun pembangkit listrik tenaga air yang menggunakan turbin arus lintang, grafik Gambar 5.8 merekomendasikan bahwa pengoperasian turbin jangan dilakukan pada putaran di bawah putaran desain dikarenakan selain didapatkan efisiensi operasi turbin yang rendah sistem juga memerlukan tranmisi pemercepat putaran dari turbin ke generator dengan perbandingan kecepatan yang tinggi.



Gambar 5.8 Grafik hubungan antara efisiensi terhadap bangkitan daya turbin model dengan ⁰⁾

Operator sistem pembangkit listrik tenaga air yang menggunakan turbin air arus lintang harus memperhatikan grafik lengkung efisiensi Gambar 5.8. Selanjutnya perlu dipahami bahwa penambahan beban turbin dapat menurunkan efisiensi yang mana dalam hal ini sangat berhubungan erat dengan kapasitas aliran air masuk turbin. Jadi dalam hal

ini harus diperhatikan ketersediaan air dan kapasitas aliran air masuk turbin sehubungan dengan durasi pembebanan.

5.2.9 Hubungan antara Efisiensi Turbin terhadap Kecepatan Spesifik (V_s Vs N_s)



Gambar 5.9 Grafik hubungan antara efisiensi terhadap kecepatan spesifik turbin model dengan N_s)

Gambar 5.9 menunjukkan grafik hubungan antara efisiensi terhadap kecepatan spesifik (*specific speed*) untuk berbagai putaran roda turbin. Kecepatan spesifik adalah kecepatan putar roda turbin model yang bekerja pada head satu satuan dimana menghasilkan daya satu satuan. Dalam penelitian ini untuk kecepatan spesifik antara 30 hingga 120 (rpm,kW,m] didapatkan efisiensi antara 50 persen hingga 90 persen. Untuk mendapatkan efisiensi yang tinggi bagi perancang turbin air arus lintang direkomendasikan memilih putaran spesifik N_s antara 70 (rpm,kW,m] sampai dengan 80 (rpm,kW,m]. Sedangkan bagi operator sistem pembangkit pemilihan putaran operasi turbin harus berpedoman pada putaran generator dan perbandingan putaran dari transmisi daya yang menghubungkan poros turbin dan poros generator dan selanjutnya harus merujuk grafik hubungan antara efisiensi terhadap kecepatan spesifik Gambar 5.9.

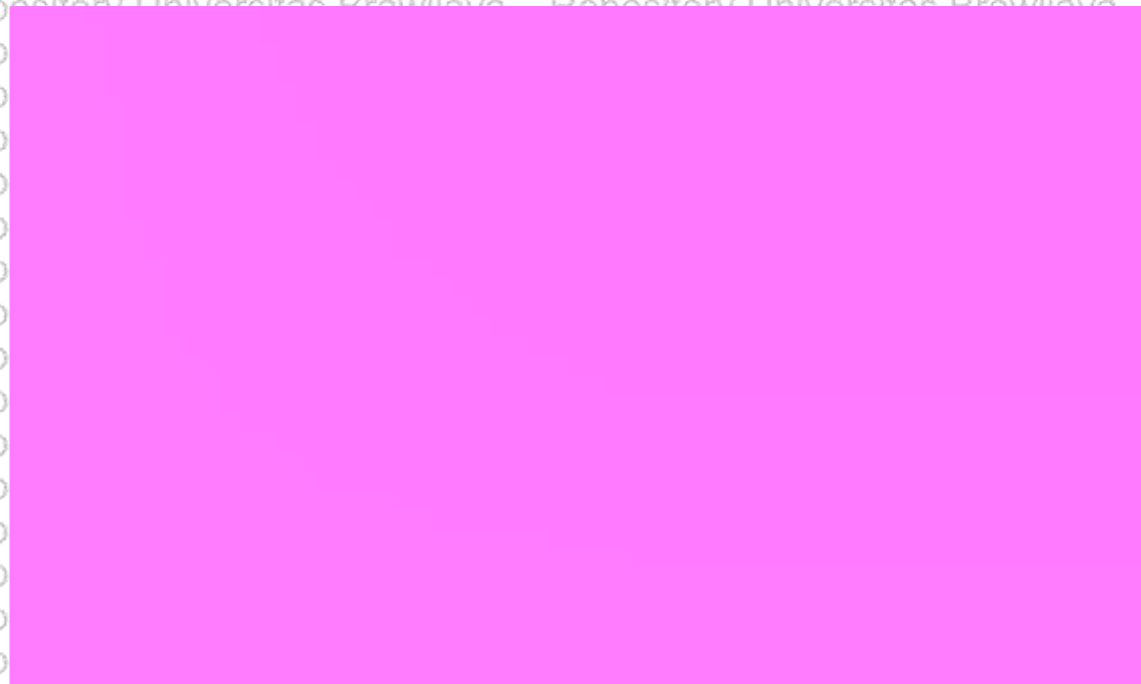
1335.2.10 Hubungan antara Efisiensi Turbin terhadap Putaran/Putaran Liar (n_{run})



Gambar 5.10 Grafik hubungan antara efisiensi terhadap perbandingan putaran operasi dan putaran liar turbin model dengan n_{run}

Gambar 5.10 menunjukkan grafik hubungan antara efisiensi terhadap perbandingan putaran operasi dan putaran liar untuk berbagai putaran roda turbin. Kecepatan liar atau putaran liar (*runaway speed*) adalah kecepatan putar turbin dimana turbin bekerja tanpa beban. Berdasar grafik Gambar 5.10 pengoperasian turbin dengan putaran di luar putaran desain (200 rpm ke atas), dengan maksud untuk menjaga keandalan operasi turbin, sebaiknya turbin dioperasikan pada perbandingan putaran n_{op}/n_{run} pada harga 0.2 sampai dengan 0.65 . Efisiensi maksimum untuk masing masing putaran dicapai pada perbandingan putaran n_{op}/n_{run} dengan harga sekitar 0.4 , dalam hal ini memiliki arti bahwa pada saat turbin beroperasi pada efisiensi maksimum kemudian beban dengan tiba tiba hilang maka terjadi *runaway speed* dengan kecepatan putar sebesar 250% putaran operasi. Grafik tersebut tentunya juga sangat berguna bagi desainer turbin air arus lintang dalam proses perhitungan penentuan dimensi dan bahan poros roda jalan sehubungan dengan prediksi terjadinya putaran kritis. Dalam hal ini tentunya tidak diharapkan bahwa *runaway speed* turbin air arus lintang yang didesain melampaui putaran kritis poros turbin tersebut.

5.2.11 Hubungan Daya Bangkitan terhadap Perbandingan Kecepatan (BHP vs U/V)



Gambar 5.11 Grafik hubungan antara Bangkitan daya poros (BHP) terhadap perbandingan kecepatan U/V (turbin model dengan 0)

Gambar 5.11 menunjukkan grafik hubungan antara bangkitan daya poros (BHP) terhadap perbandingan kecepatan (U/V). Untuk U/V yang sama semakin tinggi putaran roda turbin semakin tinggi power yang dibangkitkan. Kecepatan keliling U sebagai fungsi dari putaran roda turbin n dan kecepatan pancaran air V sebagai fungsi dari head H atau kapasitas aliran air Q , dengan demikian U/V sebagai fungsi dari n/H atau n/Q . Untuk semua putaran roda turbin semakin besar nilai U/V semakin rendah bangkitan daya poros turbin. Kenaikan nilai U/V dikarenakan adanya pengurangan kecepatan air masuk turbin yang diakibatkan pengurangan head turbin atau kapasitas aliran air masuk turbin akan mengakibatkan turunnya bangkitan daya poros. Hal ini dapat dengan mudah dipahami, karena kenaikan nilai U/V adalah efek dari pengurangan masukan energi air yang tentunya berakibat terhadap energi bangkitan sistem atau dalam hal ini bangkitan daya pada poros turbin.

Grafik Gambar 5.11 harus diperhatikan oleh para desainer pembangkit listrik tenaga air dalam memilih putaran generator dan transmisi daya sehubungan dengan pengoperasian putaran turbin air. Dalam hal yang demikian putaran turbin air, perbandingan kecepatan transmisi dan putaran generator akan menentukan efisiensi total pembangkitan energi listrik pada sistem pembangkit tenaga air.

5.2.12 Hubungan kecepatan spesifik terhadap perbandingan kecepatan (N_s Vs U/V)



Gambar 5.12 Grafik hubungan kecepatan spesifik terhadap perbandingan kecepatan (N_s vs U/V) (turbin model dengan ϕ)

Gambar 5.12 menunjukkan Grafik hubungan antara kecepatan spesifik terhadap perbandingan kecepatan untuk berbagai putaran roda turbin air arus lintang yang diuji.

Pada grafik terlihat bahwa kenaikan perbandingan kecepatan selalu diikuti kenaikan kecepatan spesifik untuk seluruh kecepatan putar roda turbin. Hal ini memiliki pengertian bahwa untuk suatu kecepatan putar kenaikan U/V , akibat pengurangan kapasitas aliran atau pun head operasi turbin, berakibat naiknya kecepatan spesifik operasi turbin air.

Sebaliknya pengurangan U/V , akibat penambahan kapasitas aliran atau pun head operasi turbin, berakibat turunnya kecepatan spesifik operasi turbin air. Jadi dengan mengubah kapasitas air masuk turbin ataupun mengubah head operasi turbin akan mengubah U/V yang berakibat mengubah N_s operasi turbin, sehingga menurut grafik 5.9 (hubungan antara efisiensi dan kecepatan spesifik) dapat mengakibatkan terjadinya perubahan efisiensi operasi turbin. Hal ini sesuai dengan pernyataan Warnick C.C; Mayo JR. P.E; Carson J.L. and Sheldon P.E, dalam “Hydropower engineering”, bahwa turbin bekerja pada efisiensi tertinggi bila beroperasi pada putaran spesifik desain.

5.3 Karakteristik Model Uji dengan Busur Sembur 90°

Grafik masing masing hubungan antar parameter yang menunjukkan karakteristik turbin air arus lintang dengan busur sembur 90° disajikan dan dibahas pada sub bab 5.3.1 sampai 5.3.12

5.3.1 Hubungan antara Daya Turbin terhadap Kapasitas Aliran (BHP Vs Q)



Gambar 5.13 Grafik hubungan antara bangkitan daya terhadap kapasitas aliran (turbin model dengan 9°)

Gambar 5.13 menunjukkan grafik hubungan antara bangkitan daya turbin (*power*) terhadap kapasitas aliran air masuk turbin (*flow rate*) untuk delapan variasi putaran roda turbin model dengan 9°. Grafik tersebut menunjukkan bahwa penambahan kapasitas aliran air masuk turbin untuk berbagai putaran roda turbin mengakibatkan naiknya daya mekanik yang dibangkitkan turbin. Grafik tersebut juga menjelaskan bahwa tren kenaikan bangkitan daya mekanik pada poros turbin akibat penambahan kapasitas aliran air masuk turbin sangat dipengaruhi oleh putaran operasi poros turbin. Pada umumnya untuk kapasitas aliran yang sama semakin tinggi putaran operasi roda turbin semakin besar bangkitan daya poros turbin, kecuali bila putaran roda turbin melebihi 400 rpm dimana daya turbin yang dibangkitkan turbin pada putaran 500 rpm lebih rendah dari daya turbin yang dibangkitkan pada putaran 400 rpm. Berdasarkan keseimbangan energi, untuk kapasitas aliran yang sama, semakin besar daya yang dibangkitkan pada poros turbin menunjukkan semakin kecil losses yang terjadi. Selanjutnya berdasarkan grafik tersebut

bila turbin dioperasikan pada kapasitas aliran lebih besar dari 55 m^3 per jam bahwa kerugian energi yang paling sedikit bila turbin berputar pada putaran 400 rpm. Sedangkan bila turbin dioperasikan dengan kapasitas aliran lebih kecil dari 40 m^3 per jam maka kerugian energi yang paling sedikit bila turbin dioperasikan pada putaran 150 rpm. Jadi dapat disimpulkan bahwa kapasitas aliran air masuk turbin dan putaran roda turbin berpengaruh terhadap kondisi aliran air selama melewati roda turbin yang selanjutnya berefek terhadap besarnya kerugian hidrolis dan pada akhirnya menentukan daya mekanis yang dibangkitkan pada poros turbin.

Model yang didesain pada putaran 150 rpm untuk kapasitas aliran 30 m^3 per jam tersebut, dimana dalam hal ini kapasitas aliran air merupakan fungsi dari head dan luas penampang melintang nosel turbin, berdasarkan hasil penelitian dapat dioperasikan pada putaran dan kapasitas aliran air di luar putaran dan kapasitas desain. Selanjutnya hasil penelitian menunjukkan bahwa turbin arus lintang dapat dioperasikan dengan kapasitas yang lebih besar dari kapasitas desain selama putaran operasi turbin tidak melebihi 300 persen putaran desain. Hal ini secara langsung memberikan masukan kepada desainer turbin dalam mendesain kekuatan roda dan poros turbin bila turbin dioperasikan pada putaran di atas putaran desain sehubungan dengan efek yang ditimbulkan bila turbin dioperasikan di dekat putaran kritis. Selain dari itu grafik hubungan bangkitan daya turbin terhadap kapasitas aliran ini juga merekomendasikan kepada operator sistem pembangkit bahwa jangan mengoperasikan turbin di bawah putaran desain agar diperoleh bangkitan daya dan efisiensi operasi yang tinggi. Suatu hal yang harus juga sangat diperhatikan bahwa pengoperasian turbin di atas putaran desain adalah sangat peka terhadap perubahan kapasitas aliran, dalam hal ini ditunjukkan bahwa pada putaran 200 rpm ke atas grafik hubungan bangkitan daya terhadap kapasitas aliran lebih curam dibandingkan dengan grafik hubungan bangkitan daya terhadap kapasitas aliran air untuk pengoperasian pada putaran yang lebih rendah dari putaran desain.

5.3.2 Hubungan antara Bangkitan Daya Poros Turbin terhadap Head (BHP Vs H)

Grafik Gambar 5.14 menunjukkan hubungan antara bangkitan daya poros turbin (*power*) terhadap head untuk variasi putaran roda turbin model dengan 9° . Pada grafik tersebut dapat dilihat bahwa daya yang dibangkitkan turbin meningkat seiring dengan meningkatnya head turbin.



Gambar 5.14 Grafik hubungan antara Bangkitan daya poros terhadap Head turbin model dengan 90°

Grafik tersebut juga menunjukkan bahwa pengoperasian turbin pada head yang sama semakin tinggi putaran operasi turbin semakin tinggi daya poros yang dibangkitkan, kecuali bila putaran poros turbin melebihi 400 rpm dimana daya yang dibangkitkan turbin pada putaran poros 500 rpm lebih rendah dari pada daya yang dibangkitkan pada putaran 300 rpm. Dengan kata lain semakin tinggi daya poros yang dibangkitkan memiliki pengertian semakin kecil kerugian yang terjadi, sehingga grafik tersebut juga mengindikasikan bahwa semakin tinggi putaran poros semakin kecil kerugian yang terjadi, kecuali kerugian energi yang terjadi pada putaran poros 500 rpm lebih besar dibanding dengan kerugian energi yang terjadi pada putaran 300 rpm. Dengan demikian dapat disampaikan bahwa besar kerugian yang terjadi merupakan komponen pengurang terhadap energi masuk yang dimiliki air untuk menghasikan energi mekanis (bangkitan daya) pada poros turbin. Kerugian energi yang terjadi menurut grafik 5.3.2 dapat dinyatakan bahwa untuk pengoperasian turbin pada head 0,2 m sampai dengan 0,5 m didapatkan kerugian energi terkecil bila turbin beroperasi pada putaran 150 rpm, sedangkan pengoperasian turbin pada head 0,5 m sampai dengan 1,5 m didapatkan kerugian energi terkecil bila turbin beroperasi pada putaran 250 rpm, dan untuk pengoperasian turbin pada head 1,5 m sampai dengan 2,5 m didapatkan kerugian energi

terkecil bila turbin beroperasi pada putaran 400 rpm. Berdasarkan kenyataan tersebut dapat disimpulkan bahwa head dan kecepatan putar roda turbin berpengaruh terhadap kondisi aliran air selama melewati roda turbin sehingga menyebabkan terjadinya kerugian hidrolis yang merupakan komponen kerugian energi dimana keberadaan keugian energi tersebut mengurangi besar bangkitan daya poros turbin. Selanjutnya perlu diperhatikan bahwa perubahan head sangat peka terhadap perubahan bangkitan daya poros pada pengoperasian turbin di atas putaran desain.

5.3.3 Hubungan antara Efisiensi Turbin terhadap Kapasitas Aliran Air (Vs Q)

Gambar 5.15 menunjukkan grafik hubungan antara efisiensi dan kapasitas aliran untuk beberapa variasi putaran roda turbin model dengan 9° . Pada Gambar tersebut terdapat dua macam garafik yaitu grafik yang melengkung ke bawah (untuk putaran roda turbin 50 dan 100 rpm) dan grafik yang melengkung ke atas (untuk putaran roda turbin 150, 200, 250, 300, 400 dan 500 rpm). Grafik karakteristik hubungan antara efisiensi dan kapasitas aliran air melengkung ke bawah untuk putaran operasi roda turbin di bawah putaran desain dan grafik melengkung ke atas untuk putaran operasi roda turbin pada atau di atas putaran desain. Efisiensi turbin menurun dengan bertambahnya kapasitas aliran air masuk turbin bila turbin beroperasi pada putaran 50, 100 dan 150 rpm.



Gambar 5.15 Grafik hubungan antara efisiensi dan kapasitas aliran (flow rate) turbin model dengan 9°

Sedangkan untuk pengoperasian turbin pada putaran 200, 250, 300, 400 dan 500 rpm hasil uji menunjukkan bahwa efisiensi turbin naik seiring dengan bertambahnya kapasitas aliran air masuk turbin hingga sekitar 55 m^3 per jam, kemudian efisiensi akan menurun lagi bila kapasitas aliran masuk turbin lebih besar dari 55 m^3 per jam. Efisiensi tertinggi dicapai pada pengoperasian kapasitas aliran sebesar 55 m^3 per jam dengan putaran roda turbin sebesar 300 rpm. Selanjutnya dapat disimpulkan bahwa pengoperasian turbin pada kapasitas aliran yang lebih besar dari 200% kapasitas desain akan menurunkan efisiensi.

5.3.4 Hubungan antara Efisiensi Turbin terhadap Ratio Kapasitas Aliran (Vs Q_d/Q)



Gambar 5.16 Grafik hubungan antara efisiensi dan perbandingan kapasitas aliran turbin model dengan 9^0)

Gambar 5.16 menunjukkan grafik hubungan antara efisiensi dan perbandingan kapasitas aliran air masuk turbin untuk berbagai putaran roda turbin model dengan busur sembur 9^0 . Perbandingan kapasitas aliran air masuk turbin adalah ratio antara kapasitas aliran desain (Q_d) dan kapasitas aliran pengoperasian turbin (Q), pernyataan $Q_d/Q > 1$ berarti turbin dioperasikan dengan kapasitas aliran lebih kecil dari kapasitas aliran desain dan pernyataan $Q_d/Q < 1$ berarti turbin dioperasikan dengan kapasitas aliran lebih besar dari kapasitas aliran desain. Efisiensi turbin meningkat dengan meningkatnya

nilai Q_d/Q (berkurangnya kapasitas aliran air masuk turbin) bila turbin dioperasikan pada putaran 50 dan 100 rpm, sedangkan efisiensi turbin naik kemudian turun lagi seiring dengan meningkatnya nilai Q_d/Q (berkurangnya kapasitas aliran air masuk turbin) bila turbin beroperasi pada putaran 150, 200, 250, 300, 400 dan 500 rpm. Efisiensi tertinggi dicapai pada pengoperasian turbin $Q_d/Q = 1$ dengan putaran roda turbin sebesar 150 rpm, titik pengoperasian ini adalah pada titik desain. Selanjutnya mengenai hubungan perbandingan kapasitas aliran (prosentase kapasitas aliran Q_d/Q) terhadap efisiensi dapat disimpulkan bahwa dengan meningkatnya perbandingan kapasitas aliran efisiensi meningkat untuk pengoperasian putaran roda turbin 50 rpm dan 100 rpm. Efisiensi meningkat kemudian menurun lagi untuk operasi putaran roda turbin 150 rpm dan 200 rpm, 250 rpm, 300 rpm, 400 rpm dan 500 rpm. Lengkung efisiensi untuk putaran 150 rpm dan 200 rpm relatif datar dibandingkan terhadap lengkung efisiensi untuk putaran 250 rpm, 300 rpm, 400 rpm dan 500 rpm yang cenderung curam. Dengan demikian berdasarkan grafik Gambar 5.16 dapat disampaikan bahwa turbin lebih andal terhadap perubahan beban bila dioperasikan pada putaran 150 rpm atau 200 rpm.

Karakteristik ini memberikan perhatian kepada desainer turbin dalam menentukan parameter desain pada memanfaatkan potensi hidro yang terdapat di suatu lokasi sehubungan dengan perubahan parameter potensi hidro sepanjang musim. Karakteristik ini juga memberikan pedoman pengoperasian kepada operator turbin dalam mengoperasikan turbin sehubungan dengan ketersediaan kapasitas aliran air yang mampu dipasang ke turbin dan pembebanan operasi yang dikenakan pada sistem dalam rangka mempertahankan kondisi operasi yang optimum.

5.3.5 Hubungan antara Efisiensi Turbin terhadap Head (Vs H)

Gambar 5.17 menunjukkan grafik hubungan antara efisiensi dan head untuk berbagai putaran operasi turbin model dengan busur sembur 90° . Pada Gambar 5.39.5 tersebut dapat kita lihat ada dua kelompok grafik lengkung efisiensi, yaitu, grafik lengkung efisiensi membuka ke atas untuk pengoperasian turbin pada putaran 50 dan 100 rpm (di bawah putaran desain) dan grafik efisiensi melengkung ke bawah untuk pengoperasian turbin pada putaran 150, 200, 250, 300, 400, dan 500 rpm (di atas putaran desain). Tren lengkung efisiensi membuka ke atas adalah efisiensi menurun dengan naiknya head, sedangkan tren dari kurva efisiensi yang melengkung ke bawah adalah efisiensi naik kemudian menurun seiring dengan bertambahnya head turbin. Efisiensi



tertinggi dicapai pada pengoperasian head 1,5 meter dengan putaran roda turbin sebesar 300 rpm.



Gambar 5.17 Grafik hubungan antara efisiensi dan head turbin turbin model dengan 90°

Selanjutnya dapat disimpulkan bahwa pengoperasian turbin pada head yang lebih besar dari 1,5 meter (lebih dari 200% head desain akan menurunkan efisiensi). Hal ini perlu diperhatikan oleh operator turbin yang bertugas di lapangan untuk menjaga jangan sampai ketinggian permukaan air dalam bendung atau bendungan meningkat hingga 200% dari desain ketinggian permukaan.

5.3.6 Hubungan antara Efisiensi Turbin terhadap Perbandingan Head (η Vs H_d/H)

Gambar 5.18 menunjukkan grafik hubungan antara efisiensi dan perbandingan head untuk berbagai putaran roda turbin model dengan busur sembur 90° .

Perbandingan head adalah perbandingan antara head desain (H_d) dan head pengoperasian turbin (H), $H_d/H > 1$ berarti turbin dioperasikan pada head lebih rendah dari head desain dan $H_d/H < 1$ berarti turbin dioperasikan pada head lebih besar dari head desain. Efisiensi turbin naik dengan naiknya nilai H_d/H (berkurangnya head operasi turbin) bila turbin

beroperasi pada putaran 50 dan 100 rpm. Efisiensi turbin naik kemudian turun lagi seiring dengan bertambahnya nilai H_d/H (berkurangnya head operasi turbin) untuk pengoperasian turbin pada putaran 150 dan 200 rpm.



Gambar 5.18 Grafik hubungan antara efisiensi dan perbandingan head turbin model dengan 9^0)

Efisiensi turbin menurun seiring bertambahnya head ratio bila turbin beroperasi pada 250, 300, 400 dan 500 rpm. Berpedoman pada grafik tersebut pengoperasian turbin air arus lintang harus selalu memperhatikan kondisi level permukaan air di bendung atau bendungan.



5.3.7 Hubungan antara Efisiensi Turbin terhadap Perbandingan Kecepatan (η Vs U/V)

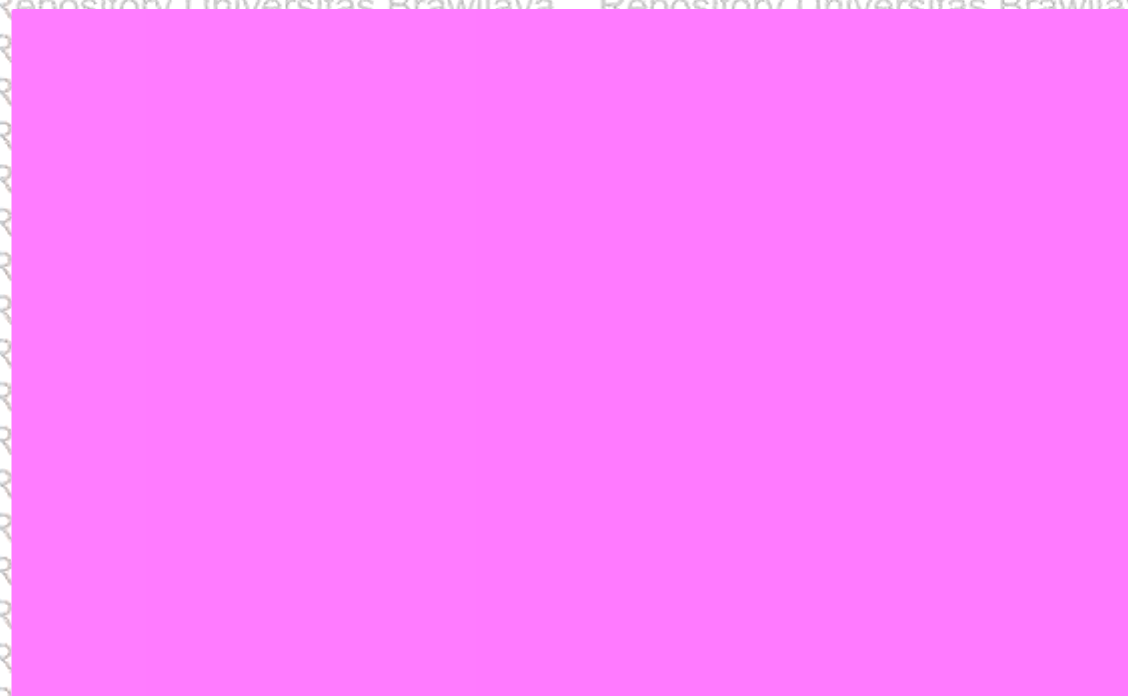


Gambar 5.19. Grafik hubungan antara efisiensi dan perbandingan kecepatan (turbin model dengan 9°)

Gambar 5.19 menunjukkan grafik hubungan antara efisiensi terhadap perbandingan kecepatan untuk berbagai putaran roda turbin model dengan sudut busur sembur 9° . Perbandingan kecepatan adalah perbandingan antara kecepatan keliling roda turbin (U) dan kecepatan absolut pancaran air masuk sudu jalan (V). Secara teoritis, efisiensi suatu mesin berputar akan mencapai harga maksimum bila nilai perbandingan antara kecepatan keliling roda jalan (U) dan kecepatan pancaran air yang menumbuk sudu roda jalan (V) sama dengan 0,5. Hasil penelitian ini menunjukkan bahwa efisiensi maksimum dicapai pada suatu harga U/V mendekati 0,5 tergantung pada besarnya putaran roda turbin. Efisiensi maksimum untuk putaran lebih kecil dari 300 rpm (200% putaran desain) terjadi pada U/V memiliki harga kurang dari 0,5. Sedangkan untuk pengoperasian turbin dengan putaran lebih besar dari 300 rpm efisiensi maksimum terjadi pada nilai U/V lebih besar dari 0,5. Untuk suatu putaran konstan besarnya nilai U/V dipengaruhi oleh besarnya head atau kapasitas aliran air, semakin besar head atau kapasitas air masuk turbin berarti kecepatan pancaran air masuk turbin semakin besar dan meningkatnya kecepatan pancaran air ini menurunkan nilai perbandingan kecepatan U/V . Bagi desainer harus memperhatikan hubungan U/V ini dalam menentukan dimensi turbin, dimana U sebagai fungsi dari diameter dan putaran turbin dan V sebagai fungsi dari head

turbin. Kondisi yang demikian juga harus diperhatikan oleh operator turbin bahwa peningkatan kapasitas aliran dalam usaha untuk mengatasi beban haruslah memperhatikan terhadap penurunan efisiensi yang sangat berpengaruh terhadap bangkitan daya. Jadi dengan menambah kapasitas aliran air yang berarti menambah kecepatan aliran air menumbuk roda turbin yang berakibat memperkecil nilai U/V dan sebaliknya. Menurut Gambar 5.19 untuk beberapa putaran yang dipilih pada pengujian model turbin air tersebut efisiensi maksimum terjadi pada harga U/V 0,45 sampai 0,65. Dengan tujuan menjaga keandalan operasi sistem pembangkit daya disarankan pengoperasian turbin bekerja pada $0,45 > U/V < 0,65$, hal ini dimaksudkan bila ada penambahan beban secara tiba tiba operasi sistem masih dapat dipertahankan pada efisiensi yang beralasan dengan jalan menambahkan atau mengurangi kapasitas aliran air masuk turbin dengan memperhatikan harga U/V yang disarankan.

5.3.8 Hubungan antara Efisiensi Turbin terhadap Bangkitan Daya (Vs BHP)



Gambar 5.20 Grafik hubungan antara efisiensi dan bangkitan daya turbin model dengan 9°)

Gambar 5.20, menunjukkan grafik hubungan antara efisiensi dan bangkitan daya untuk berbagai putaran roda turbin model dengan busur sembur 9° . Gambar 5.20 menyatakan bahwa secara umum semakin tinggi putaran roda turbin semakin besar daya yang dibangkitkan, kecuali daya yang dibangkitkan pada putaran 500 rpm lebih rendah dari daya yang dibangkitkan pada putaran 300 rpm. Pengoperasian turbin dengan putaran

sampai dengan 150 rpm, bertambahnya bangkitan daya mengakibatkan penurunan efisiensi. Sedangkan untuk pengoperasian turbin dengan putaran roda turbin di atas 150 rpm, efisiensi turbin naik dengan naiknya bangkitan daya turbin hingga suatu harga tertentu dan selanjutnya efisiensi menurun sementara bangkitan daya tetap naik. Untuk stasiun pembangkit listrik tenaga air yang menggunakan turbin arus lintang, grafik 5.3.8 merekomendasikan bahwa pengoperasian turbin jangan dilakukan pada putaran di bawah putaran desain dikarenakan selain didapatkan efisiensi operasi turbin yang rendah sistem juga memerlukan transmisi pemercepat putaran dari turbin ke generator dengan perbandingan kecepatan yang tinggi.

Operator sistem pembangkit harus memperhatikan grafik lengkung efisiensi dari Gambar 5.20 bahwa penambahan beban turbin dapat menurunkan efisiensi yang mana dalam hal ini sangat berhubungan erat dengan kapasitas aliran air masuk turbin. Jadi pada prinsipnya harus diperhatikan mengenai hubungan kapasitas aliran air masuk turbin dan ketersediaan air dalam bendungan sehubungan dengan durasi pembebanan.

5.3.9 Hubungan Antara Efisiensi Turbin Terhadap Kecepatan Spesifik (Vs N_s)

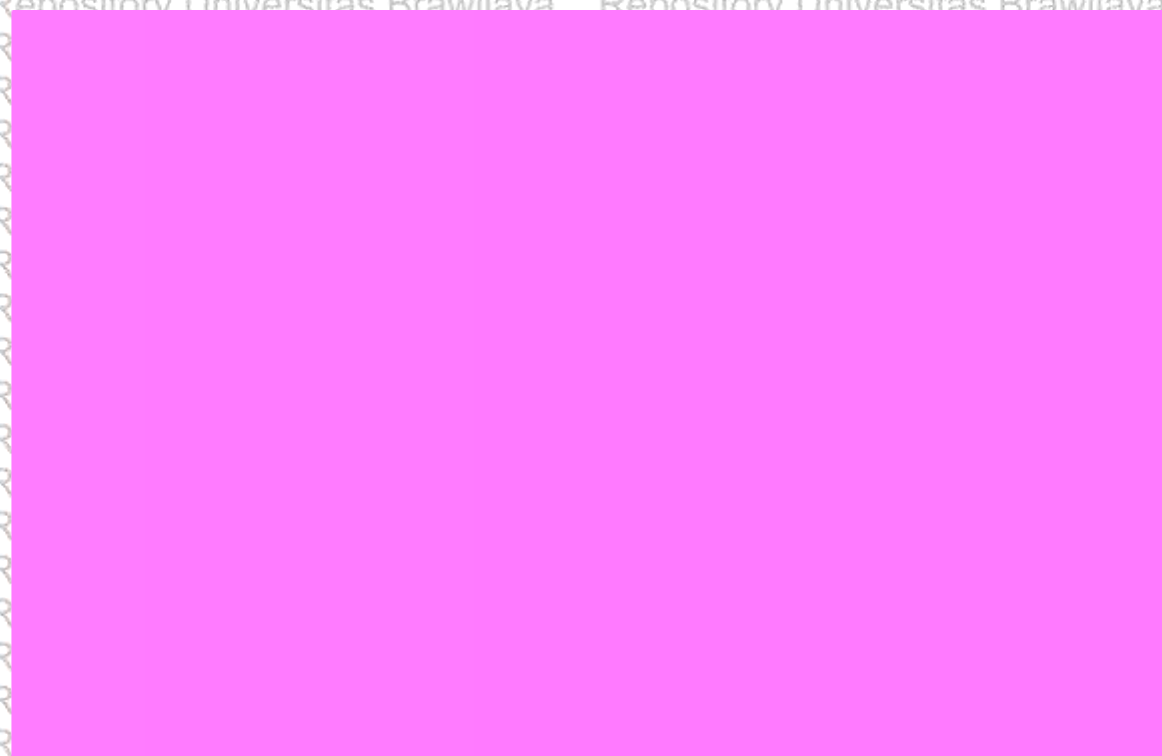


Gambar 5.21 Grafik hubungan antara efisiensi terhadap kecepatan spesifik turbin model dengan 90°

Gambar 5.21 menunjukkan grafik hubungan antara efisiensi terhadap kecepatan spesifik (specific speed) untuk berbagai putaran roda turbin model dengan busur sembur $= 90^\circ$. Kecepatan spesifik adalah kecepatan putar roda turbin model yang bekerja pada

head satu satuan dimana menghasilkan bangkitan daya satu satuan. Dalam penelitian ini untuk kecepatan spesifik antara 30 hingga 120 (rpm,kW,m] didapatkan efisiensi turbin antara 50 persen hingga 90 persen. Selanjutnya berdasarkan hasil penelitian untuk mendapatkan efisiensi yang tinggi, bagi perancang turbin air arus lintang direkomendasikan memilih putaran spesifik N_s antara 70 (rpm,kW,m] sampai dengan 80 (rpm,kW,m]. Sedangkan bagi operator sistem pembangkit pemilihan putaran operasi turbin harus berpedoman pada putaran generator dan perbandingan putaran dari transmisi daya yang menghubungkan poros turbin dan poros generator dan selanjutnya harus merujuk grafik Gambar 5.21.

5.3.10 Hubungan antara Efisiensi Turbin terhadap Putaran/Putaran Liar (η Vs N/N_{run})



Gambar 5.22 Grafik hubungan antara efisiensi terhadap perbandingan putaran operasi dan putaran liar turbin model dengan 90°

Gambar 5.22 menunjukkan grafik hubungan antara efisiensi terhadap perbandingan putaran operasi dan putaran liar untuk berbagai putaran roda turbin model dengan busur sembur 90° . Dengan maksud untuk menjaga keandalan operasi, berdasar grafik Gambar 5.22 pengoperasian turbin dengan putaran di luar putaran desain (200 rpm ke atas) sebaiknya turbin dioperasikan pada perbandingan putaran n_{op}/n_{run} pada harga 0.2 sampai dengan 0,60. Efisiensi maksimum untuk masing masing putaran dicapai

pada perbandingan putaran n_{op}/n_{run} dengan harga antara 0,4 sampai dengan 0,5, dalam hal ini memiliki arti bahwa pada saat turbin beroperasi pada efisiensi maksimum kemudian beban dengan tiba tiba hilang maka terjadi *runaway speed* dengan kecepatan putar sebesar 200% sampai dengan 250% putaran operasi. Grafik tersebut tentunya juga sangat berguna bagi desainer turbin arus lintang dalam proses perhitungan penentuan dimensi dan bahan poros roda jalan sehubungan dengan prediksi terjadinya putaran kritis. Dalam hal ini tentunya tidak diharapkan bahwa *runaway speed* turbin air arus lintang yang didesain melampaui putaran kritis poros turbin tersebut.

5.3.11 Hubungan Daya Bangkitan terhadap Perbandingan Kecepatan (BHP Vs U/V)



Gambar 5.23 Grafik hubungan antara Bangkitan daya poros (BHP) terhadap perbandingan kecepatan turbin model dengan $(\frac{U}{V})^2$

Gambar 5.23 menunjukkan grafik hubungan antara bangkitan daya poros (BHP) terhadap perbandingan kecepatan (U/V). Untuk U/V yang sama semakin tinggi putaran roda turbin semakin tinggi bangkitan daya poros. Kecepatan keliling U sebagai fungsi dari putaran roda turbin n dan kecepatan pancaran air V sebagai fungsi dari head H atau kapasitas aliran air Q , dengan demikian U/V sebagai fungsi dari n/H atau n/Q . Untuk semua putaran roda turbin semakin besar nilai U/V semakin rendah bangkitan daya poros turbin. Kenaikan nilai U/V dikarenakan adanya pengurangan kecepatan air masuk turbin yang diakibatkan pengurangan head turbin atau kapasitas aliran air masuk turbin yang

berlanjut mengakibatkan turunnya bangkitan daya poros. Hal ini dapat dengan mudah dipahami, karena kenaikan nilai U/V adalah efek dari pengurangan masukan energi air yang tentunya berakibat terhadap energi mekanik bangkitan sistem atau bangkitan daya pada poros turbin.

Grafik Gambar 5.23 harus diperhatikan oleh para desainer pembangkit listrik tenaga air dalam memilih putaran generator dan transmisi daya sehubungan dengan pengoperasian putaran turbin air. Dalam hal yang demikian putaran turbin perbandingan kecepatan transmisi dan putaran generator akan menentukan efisiensi total pembangkitan energi listrik pada sistem pembangkit tenaga air.

5.3.12 Hubungan Kecepatan Spesifik terhadap Perbandingan Kecepatan (N_s Vs U/V)



Gambar 5.24 Grafik hubungan kecepatan spesifik terhadap perbandingan kecepatan (N_s vs U/V turbin model dengan 9^0)

Gambar 5.24 memperlihatkan grafik hubungan antara kecepatan spesifik terhadap perbandingan kecepatan untuk berbagai putaran roda turbin arus lintang yang diuji dengan nosel berbusur sembur 9^0 . Pada grafik terlihat bahwa kenaikan perbandingan kecepatan selalu diikuti kenaikan kecepatan spesifik untuk seluruh kecepatan putar roda turbin. Hal ini memiliki pengertian bahwa kenaikan U/V , akibat

pengurangan kapasitas aliran atau pun head operasi turbin, berakibat naiknya kecepatan spesifik operasi turbin air. Sebaliknya pengurangan U/V , memerlukan kenaikan kapasitas aliran atau pun head operasi turbin, berakibat turunnya kecepatan spesifik operasi turbin air. Jadi dengan mengubah kapasitas air masuk turbin ataupun mengubah head operasi turbin akan mengubah U/V yang berakibat mengubah N_s operasi turbin, sehingga menurut grafik 5.21 (hubungan antara efisiensi dan kecepatan spesifik) dapat mengakibatkan terjadinya perubahan efisiensi operasi turbin. Hal ini sesuai dengan pernyataan Warnick C.C; Mayo R., Larson L. and Sheldon . dalam “Hydropower engineering”, bahwa turbin bekerja pada efisiensi tertinggi bila beroperasi pada putaran spesifik desain.

5.4 Karakteristik Model Uji dengan Busur Sembur 120°

Grafik masing masing hubungan antar parameter yang menunjukkan karakteristik turbin air arus lintang dengan nosel besudut busur sembur 120° disajikan dan dibahas pada sub bab 5.4.1 sampai 5.4.12

5.4.1 Hubungan antara Daya Turbin terhadap Kapasitas Aliran (BHP Vs Q)



Gambar 5.25. Grafik hubungan antara bangkitan daya dan kapasitas aliran (turbin model dengan 120°)

Gambar 5.25 menunjukkan grafik hubungan antara daya bangkitan turbin (*power*) terhadap kapasitas aliran air masuk turbin (*flow rate*) untuk delapan variasi putaran roda turbin model dengan nosel berbusur sembur 12° . Grafik tersebut menyatakan bahwa

penambahan kapasitas aliran air masuk turbin untuk berbagai putaran roda turbin mengakibatkan naiknya daya mekanik yang dibangkitkan turbin. Grafik tersebut juga menjelaskan bahwa tren kenaikan bangkitan daya mekanik pada poros turbin akibat penambahan kapasitas aliran air masuk turbin sangat dipengaruhi oleh putaran operasi poros turbin. Pada umumnya untuk kapasitas aliran yang sama semakin tinggi putaran operasi roda turbin semakin besar bangkitan daya poros turbin, kecuali bila putaran roda turbin melebihi 300 rpm dimana daya turbin yang dibangkitkan turbin pada putaran 400 rpm maupun 500 rpm lebih rendah dari daya turbin yang dibangkitkan pada putaran 300 rpm. Berdasarkan keseimbangan energi, untuk kapasitas aliran air yang sama, semakin besar daya yang dibangkitkan pada poros turbin menunjukkan semakin kecil losses yang terjadi. Selanjutnya berdasarkan grafik tersebut bila turbin dioperasikan pada kapasitas aliran air lebih besar dari 45 m³ per jam bahwa kerugian energi yang paling sedikit bila turbin bekerja pada putaran 300 rpm. Sedangkan bila turbin dioperasikan dengan kapasitas aliran air lebih kecil dari 30 m³ per jam maka kerugian energi yang paling sedikit bila turbin bekerja pada putaran 150 rpm dan bila turbin dioperasikan pada kapasitas aliran air antara 30 sampai dengan 40 m³ per jam maka kerugian energi paling sedikit bila turbin bekerja pada putaran 200 dan 250 rpm. Jadi dapat disimpulkan bahwa kapasitas aliran air masuk turbin dan putaran roda turbin berpengaruh terhadap kondisi aliran air selama melewati roda turbin yang selanjutnya berefek terhadap besarnya kerugian hidrolis yang terjadi yang pada akhirnya menentukan bangkitan daya mekanis poros turbin.

Model yang didesain pada putaran 150 rpm untuk kapasitas aliran 30 m³ per jam tersebut, dimana dalam hal ini kapasitas merupakan fungsi dari head dan luas penampang melintang nosel turbin, berdasarkan hasil penelitian ini dapat dioperasikan pada putaran dan kapasitas aliran air di luar putaran dan kapasitas desain. Selanjutnya hasil penelitian menunjukkan bahwa turbin arus lintang dapat dioperasikan dengan kapasitas aliran air yang lebih besar dari kapasitas desain selama putaran operasi turbin tidak melebihi 200 persen putaran desain. Hal ini secara langsung memberikan masukan kepada desainer turbin dalam mendesain kekuatan roda dan poros turbin bila turbin dioperasikan pada putaran di atas putaran desain sehubungan dengan efek yang ditimbulkan bila turbin dioperasikan di dekat putaran kritis. Selain dari itu grafik hubungan bangkitan daya turbin terhadap kapasitas aliran air juga merekomendasikan kepada operator sistem pembangkit bahwa operator jangan mengoperasikan turbin di bawah putaran desain agar diperoleh bangkitan daya yang tinggi, dan dengan demikian turbin beroperasi pada efisiensi tinggi.

Suatu hal yang harus juga sangat diperhatikan operator bahwa pengoperasian turbin di atas putaran desain adalah sangat peka terhadap perubahan kapasitas aliran air, dalam hal ini ditunjukkan bahwa pada putaran poros diatas 200 rpm grafik hubungan bangkitan daya poros terhadap kapasitas aliran air lebih curam dibandingkan dengan grafik hubungan bangkitan daya poros terhadap kapasitas aliran air untuk putaran poros turbin yang lebih rendah dari 200 rpm..

5.4.2 Hubungan antara Bangkitan Daya Poros Turbin terhadap Head (BHP Vs H)



Gambar 5.26 Grafik hubungan antara Bangkitan daya poros terhadap Head (turbin model dengan 12°)

Grafik Gambar 5.26 menunjukkan hubungan antara bangkitan daya poros (*power*) terhadap head untuk variasi putaran roda turbin model dengan busur sembur 12° .

Pada grafik tersebut dapat dilihat bahwa daya yang dibangkitkan turbin meningkat seiring dengan meningkatnya head turbin. Grafik tersebut juga menunjukkan bahwa pengoperasian turbin pada head yang sama semakin tinggi putaran operasi turbin semakin tinggi daya poros yang dibangkitkan, kecuali bila putaran poros turbin melebihi 300 rpm dimana daya yang dibangkitkan turbin pada putaran poros 400 dan 500 rpm lebih rendah dari pada daya yang dibangkitkan pada putaran 300 rpm. Dengan kata lain semakin tinggi daya poros yang dibangkitkan memiliki pengertian semakin kecil kerugian yang terjadi, sehingga grafik tersebut juga mengindikasikan bahwa semakin tinggi putaran

poros semakin kecil kerugian yang terjadi, kecuali kerugian energi yang terjadi pada putaran poros 400 dan 500 rpm lebih besar dibanding dengan kerugian energi yang terjadi pada putaran 300 rpm. Dengan demikian dapat disampaikan bahwa besarnya kerugian yang terjadi merupakan komponen pengurang terhadap energi masukan yang dimiliki air untuk menghasikan energi mekanis (bangkitan daya) pada poros turbin. Kerugian energi yang terjadi menurut grafik 5.26 dapat dinyatakan bahwa untuk pengoperasian turbin pada head 0,2 m sampai dengan 0,5 m didapatkan kerugian energi terkecil bila turbin beroperasi pada putaran 150 rpm, sedangkan pengoperasian turbin pada head 0,5 m sampai dengan 1,3 m didapatkan kerugian energi terkecil bila turbin beroperasi pada putaran 250 rpm, dan untuk pengoperasian turbin pada head 1,3 m sampai dengan 2,5 m didapatkan kerugian energi terkecil bila turbin beroperasi pada putaran 300 rpm. Berdasarkan kenyataan tersebut dapat disimpulkan bahwa head dan kecepatan putar roda turbin berpengaruh terhadap kondisi aliran air selama melewati roda turbin sehingga mempengaruhi besarnya kerugian hidrolis yang merupakan komponen kerugian energi dimana keberadaannya mengurangi besarnya bangkitan daya poros turbin. Selanjutnya perlu diperhatikan bahwa perubahan head operasi sangat peka terhadap perubahan bangkitan daya poros pada pengoperasian turbin dengan putaran di atas putaran desain. Grafik-grafik pada Gambar 5.26 menunjukkan bahwa pengoperasian turbin di atas putaran desain memiliki grafik yang lebih curam dibandingkan terhadap grafik untuk pengoperasian turbin pada putaran desain.

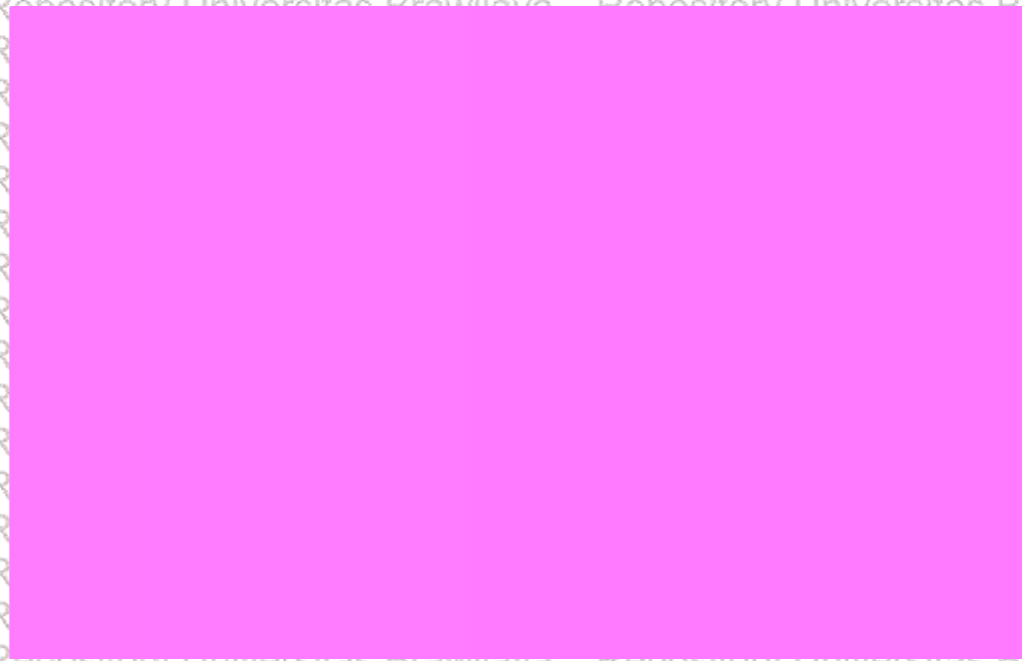
5.4.3 Hubungan antara Efisiensi Turbin terhadap Kapasitas Aliran (Vs Q)



Gambar 5.27. Grafik hubungan antara efisiensi terhadap kapasitas aliran (flow rate) turbin model dengan 120°

Gambar 5.27 menunjukkan grafik hubungan efisiensi terhadap kapasitas aliran air untuk beberapa variasi putaran roda turbin model dengan busur sembur 120° , dimana semua grafik memiliki ciri melengkung ke bawah. Pada dasarnya untuk semua putaran 50, 100, 150, 200, 250, 300, 400 dan 500 rpm hasil uji menunjukkan bahwa efisiensi turbin naik sampai dicapai nilai maksimum kemudian turun lagi seiring dengan bertambahnya kapasitas aliran air masuk turbin. Lengkung efisiensi cenderung datar untuk pengoperasian turbin di bawah putaran desain (50 dan 100 rpm) pada kapasitas aliran 30 m^3 sampai dengan 70 m^3 per jam. Lengkung efisiensi cenderung melengkung curam untuk pengoperasian turbin pada putaran desain ke atas (150, 200, 250, 300, 400 dan 500 rpm) pada kapasitas aliran 45 sampai dengan 65 m^3 per jam, dimana semakin tinggi putaran efisiensi tertinggi terjadi pada kapasitas aliran yang lebih besar. Efisiensi tertinggi dicapai pada pengoperasian kapasitas aliran sebesar 60 m^3 per jam dengan putaran roda turbin sebesar 300 rpm. Selanjutnya dapat disampaikan bahwa pengoperasian turbin pada kapasitas aliran yang lebih besar dari 200% kapasitas desain akan menurunkan efisiensi.

5.4.4 Hubungan antara Efisiensi Turbin terhadap Ratio Kapasitas Aliran (Vs Q_d/Q)



Gambar 5.28 Grafik hubungan antara efisiensi dan perbandingan kapasitas aliran turbin model dengan 120^0

Gambar 5.28 menunjukkan grafik hubungan antara efisiensi terhadap perbandingan kapasitas aliran air masuk turbin untuk berbagai putaran roda turbin model dengan busur sembur 12^0 . Efisiensi turbin melengkung cukup datar, yakni meningkat kemudian menurun lagi, dengan meningkatnya nilai Q_d/Q bila turbin dioperasikan pada putaran 50 dan 100 rpm; sedangkan efisiensi turbin naik kemudian turun lagi seiring dengan meningkatnya nilai Q_d/Q bila turbin beroperasi pada putaran 150 dan 200 rpm. dan efisiensi turbin menurun dengan bertambahnya Q_d/Q bila turbin beroperasi pada putaran 300, 400 dan 500 rpm.. Efisiensi tertinggi untuk pengoperasian putaran turbin 50, 100 dan 150 rpm dicapai pada $Q_d/Q = 0,9$. Sedangkan pengoperasian turbin model pada putaran 200, 250, 300, 400 dan 500 rpm didapatkan efisiensi maksimum terjadi pada Q_d/Q sekitar 0,5. Dengan demikian berdasarkan grafik Gambar 5.28 dapat disampaikan bahwa turbin lebih andal terhadap perubahan beban bila dioperasikan pada putaran 150 rpm atau 200 rpm, dimana pada putaran tersebut efisiensi turbin masih relatif tinggi dan kurva efisiensi relatif datar.

Karakteristik yang ditunjukkan Gambar 5.28 memberikan perhatian kepada desainer turbin untuk menentukan parameter desain dalam memanfaatkan potensi hidro yang terdapat di suatu lokasi sehubungan dengan perubahan parameter potensi hidro

sepanjang musim. Karakteristik ini juga memberikan pedoman pengoperasian kepada operator turbin dalam mengoperasikan turbin sehubungan dengan kapasitas aliran air yang tersedia dan mampu dipasang ke turbin untuk mengatasi pembebanan operasi yang dikenakan dalam rangka mempertahankan kondisi operasi yang optimum dari sistem pembangkit listrik tenaga air.

5.4.5 Hubungan antara Efisiensi Turbin terhadap Head (V Vs H)

Gambar 5.29 menunjukkan grafik hubungan antara efisiensi terhadap head untuk berbagai putaran operasi turbin model dengan busur sembur 12° . Pada Gambar 5.29 tersebut dapat kita lihat seluruh grafik lengkung efisiensi melengkung ke bawah untuk semua hasil uji turbin model (pada putaran 50, 100, 150, 200, 250, 300, 400, dan 500 rpm). Grafik dengan lengkungan tajam terjadi pada pengoperasian turbin 250, 300, 400, dan 500 rpm, hal ini memberikan petunjuk bahwa pada putaran-putaran tersebut operasi turbin sangat peka terhadap perubahan head atau pembebanan. Efisiensi tertinggi dicapai pengoperasian turbin pada head 1,8 meter dengan putaran roda turbin sebesar 300 rpm. Selanjutnya, juga ditunjukkan Gambar 5.29 bahwa pengoperasian turbin pada head yang lebih besar dari 1,8 meter (lebih dari 200% head desain) akan menurunkan efisiensi. Hal ini perlu diperhatikan oleh operator turbin yang bertugas di lapangan guna menjaga jangan sampai ketinggian permukaan air dalam bendung atau bendungan meningkat hingga 200% dari desain ketinggian permukaan.



Gambar 5.29 Grafik hubungan antara efisiensi dan head turbin

turbin model dengan 12 °

Pengoperasian turbin pada putaran 150 dan 200 rpm memiliki lengkung efisiensi yang cukup datar, dimana capaian efisiensi yang masih beralasan yaitu antara 58 hingga 70 persen untuk daerah pengoperasian pada head antara 1 meter hingga 2 meter. Sedangkan pengoperasian turbin pada putaran 50 dan 100 rpm walaupun memiliki lengkung efisiensi yang relatif datar, tetapi, memiliki efisiensi yang rendah yakni di bawah 38 persen. Dari Gambar 5.29 dapat disimpulkan bahwa pengoperasian turbin air arus lintang di bawah head desain akan menghasilkan efisiensi turbin yang rendah.



5.4.6 Hubungan antara Efisiensi Turbin Terhadap Perbandingan Head (η Vs H_d/H)



Gambar 5.30 Grafik hubungan antara efisiensi dan perbandingan head (turbin model dengan 12°)

Gambar 5.390 menunjukkan grafik hubungan antara efisiensi dan perbandingan head untuk berbagai putaran roda turbin model dengan busur sembur 12° . Efisiensi turbin naik sampai nilai tertentu kemudian turun lagi seiring dengan bertambahnya nilai H_d/H (berkurangnya head operasi turbin) untuk pengoperasian turbin pada putaran 50, 100, dan 150 rpm. Efisiensi turbin menurun seiring bertambahnya head ratio bila turbin beroperasi pada putaran 200, 250, 300, 400 dan 500 rpm. Berpedoman pada grafik tersebut pengoperasian turbin air arus lintang harus selalu memperhatikan kondisi level permukaan air di bendung atau bendungan. Grafik juga menyatakan bahwa pengoperasian turbin sebaiknya pada perbandingan head dengan nilai antara 0,5 sampai dengan 1,5; atau dengan kata lain pengoperasian turbin disarankan pada head antara 35 persen sampai 200 persen head desain untuk putaran antara 50, 100, 150, 200 dan 250 rpm. Sedangkan untuk putaran yang lebih tinggi (300, 400 dan 500 rpm) pengoperasian disarankan pada perbandingan head antara 0,3 sampai dengan 1,0 atau dengan kata lain antara 100 persen hingga 300 persen head desain.

5.4.7 Hubungan antara Efisiensi Turbin terhadap Perbandingan Kecepatan



Gambar 5.31 Grafik hubungan antara efisiensi dan perbandingan kecepatan (turbin model dengan 12°)

Gambar 5.391 menunjukkan grafik hubungan antara efisiensi dan perbandingan kecepatan untuk berbagai putaran roda turbin model dengan busur sembur 12° . Hasil penelitian ini menunjukkan bahwa efisiensi maksimum dicapai pada harga U/V antara 0,15 sampai dengan 0,7 tergantung pada besarnya putaran roda turbin. Efisiensi maksimum untuk putaran operasi lebih kecil dari 150 rpm (di bawah putaran desain) terjadi pada U/V memiliki harga 0,15 sampai 0,4. Sedangkan untuk pengoperasian turbin dengan putaran lebih besar dari putaran desain efisiensi maksimum terjadi pada nilai U/V antara 0,4 sampai dengan 0,7. Untuk suatu putaran konstan besarnya nilai U/V dipengaruhi oleh besarnya head atau kapasitas aliran air, semakin besar head atau kapasitas air masuk turbin berarti kecepatan pancaran air masuk turbin semakin besar dan meningkatnya kecepatan pancaran air ini menurunkan nilai perbandingan kecepatan U/V .

Bagi desainer harus memperhatikan hubungan U/V ini dalam menentukan dimensi turbin, dimana U sebagai fungsi dari diameter dan putaran turbin dan V sebagai fungsi dari head turbin. Kondisi yang demikian juga harus diperhatikan oleh operator turbin bahwa peningkatan kapasitas aliran dalam usaha untuk mengatasi beban haruslah diperhatikan terhadap penurunan efisiensi yang sangat berpengaruh terhadap daya bangkitan.

Penambahan kapasitas aliran yang berarti menambah kecepatan aliran air menumbuk roda turbin berarti memperkecil nilai U/V dan sebaliknya. Menurut Gambar 5.391 untuk beberapa putaran yang dipilih pada pengujian model turbin air tersebut efisiensi maksimum terjadi pada harga U/V 0,45 sampai 0,7. Untuk menjaga keandalan operasi sistem pembangkit daya disarankan pengoperasian turbin bekerja pada $0,45 > U/V < 0,7$, hal ini dimaksudkan bila ada penambahan beban secara tiba-tiba operasi sistem masih dapat dipertahankan pada efisiensi yang beralasan dengan jalan menambahkan atau mengurangi kapasitas aliran air masuk turbin dengan memperhatikan harga U/V yang disarankan tersebut.

5.4.8 Hubungan antara Efisiensi Turbin terhadap Bangkitan Daya (Vs BHP)

Gambar 5.392 menunjukkan grafik hubungan antara efisiensi terhadap bangkitan daya poros untuk berbagai putaran roda turbin model dengan busur sembur 12° .

Gambar 5.392 menyatakan bahwa semakin tinggi putaran roda turbin semakin besar daya poros yang dibangkitkan, kecuali daya yang dibangkitkan pada putaran 500 rpm lebih rendah dari daya poros yang dibangkitkan pada putaran 250 rpm. Pada pengoperasian turbin dengan putaran 50 rpm sampai dengan 150 rpm, bertambahnya bangkitan daya poros mengakibatkan penurunan efisiensi.



Gambar 5.32 Grafik hubungan antara efisiensi terhadap bangkitan daya poros (turbin model dengan 12°)

Sedangkan untuk pengoperasian turbin dengan putaran roda turbin di atas 150 rpm, efisiensi turbin naik dengan naiknya bangkitan daya poros turbin hingga suatu harga tertentu dan selanjutnya efisiensi menurun dengan bertambahnya bangkitan daya poros turbin. Untuk stasiun pembangkit listrik tenaga air yang menggunakan turbin arus lintang, grafik 5.32 merekomendasikan bahwa pengoperasian turbin jangan dilakukan pada putaran di bawah putaran desain dikarenakan selain didapatkan efisiensi operasi turbin yang rendah sistem juga memerlukan transmisi pemercepat putaran dari turbin ke generator dengan perbandingan kecepatan yang tinggi. Penggunaan transmisi kecepatan tentunya akan menambah kerugian mekanis yang pada akhirnya memperkecil efisiensi sistem pembangkit.

Grafik lengkung efisiensi Gambar 5.392 harus diperhatikan oleh Operator sistem pembangkit tenaga hidro saat melakukan penambahan beban turbin. Penambahan beban dapat menurunkan efisiensi sistem pembangkit yang mana aksi penambahan beban sangat berhubungan erat dengan kebutuhan kapasitas aliran air masuk turbin. Jadi dalam hal ini harus diperhatikan kapasitas aliran air masuk turbin dan ketersediaan air dalam bendung atau bendungan sehubungan dengan durasi pembebanan.

5.4.9 Hubungan antara Efisiensi Turbin terhadap Kecepatan Spesifik (V_s Vs N_s)



Gambar 5.33 Grafik hubungan antara efisiensi terhadap kecepatan spesifik (turbin model dengan 12°)

Gambar 5.33 menunjukkan grafik hubungan antara efisiensi terhadap kecepatan spesifik (specific speed) untuk berbagai putaran roda turbin model dengan besar busur sembur 12° . Hasil penelitian memperlihatkan bahwa untuk kecepatan spesifik antara 30 hingga 100 (rpm,kW,m] didapatkan efisiensi turbin antara 40 hingga 72 persen. Untuk mendapatkan efisiensi yang tinggi, bagi perancang turbin air arus lintang direkomendasikan memilih putaran spesifik N_s antara 40 (rpm,kW,m] sampai dengan 100 (rpm,kW,m]. Grafik Gambar 5.33 juga memberikan petunjuk bagi perancang sistem pembangkit listrik tenaga air dalam menentukan putaran operasi turbin sehubungan dengan putaran generator dan perbandingan putaran dari transmisi daya yang menghubungkan poros turbin dan poros generator.

5.4.10 Hubungan antara Efisiensi Turbin terhadap Putaran/Putaran Liar (η Vs N/N_{run})



Gambar 5.34 Grafik hubungan antara efisiensi terhadap perbandingan putaran operasi dan putaran liar turbin model dengan 12°

Gambar 5.34 menunjukkan grafik hubungan antara efisiensi terhadap perbandingan putaran operasi dan putaran liar untuk berbagai putaran roda turbin model dengan busur sembur 12° . Berdasarkan grafik Gambar 5.250 sebaiknya turbin dioperasikan pada perbandingan putaran n_{op}/n_{run} pada harga 0.25 sampai dengan 0,50 dimana efisiensi maksimum untuk masing masing putaran terletak pada perbandingan putaran tersebut.

Dalam hal ini memiliki arti bahwa pada saat turbin beroperasi pada efisiensi maksimum

kemudian beban dengan tiba tiba ditiadakan atau hilang karena sesuatu hal maka terjadi *runaway speed* dengan kecepatan putar sebesar 200% putaran operasi (untuk putaran operasi lebih tinggi dari 200 rpm) dan sebesar 400% putaran operasi (untuk putaran operasi sampai dengan 200 rpm).

Grafik Gambar 5.34 di atas juga sangat berguna bagi desainer turbin arus lintang dalam proses perhitungan penentuan dimensi dan bahan poros roda jalan sehubungan dengan prediksi terjadinya putaran kritis. Dalam hal ini tentunya tidak diharapkan bahwa *runaway speed* turbin air arus lintang yang didesain terjadi di dekat putaran kritis poros turbin air yang didesain.

5.4.11 Hubungan Daya Bangkitan terhadap Perbandingan Kecepatan (BHP Vs U/V)



Gambar 5.35 Grafik hubungan antara Bangkitan daya poros (BHP) terhadap perbandingan kecepatan turbin model dengan 12°

Gambar 5.35 menunjukkan grafik hubungan antara daya bangkitan poros (BHP) terhadap perbandingan kecepatan (U/V). Untuk U/V yang sama semakin tinggi putaran roda turbin semakin tinggi power yang dibangkitkan dan untuk semua putaran roda turbin semakin besar nilai U/V semakin rendah bangkitan daya poros turbin. Kenaikan nilai U/V dikarenakan adanya pengurangan kecepatan air masuk turbin yang diakibatkan pengurangan head turbin atau kapasitas aliran air masuk turbin akan menyebabkan

turunnya bangkitan daya poros. Hal ini dapat dengan mudah dipahami, karena kenaikan nilai U/V adalah efek dari pengurangan masukan energi air yang tentunya berakibat terhadap menurunnya energi bangkitan sistem atau dalam hal ini bangkitan daya pada poros turbin.

Grafik Gambar 5.35 harus diperhatikan oleh para desainer pembangkit listrik tenaga air dalam memilih putaran generator dan transmisi daya sehubungan dengan pengoperasian putaran turbin air. Dalam hal yang demikian putaran turbin, perbandingan kecepatan transmisi dan putaran generator akan menentukan efisiensi total pembangkitan energi listrik pada sistem pembangkit listrik tenaga air.

5.4.12 Hubungan Kecepatan Spesifik terhadap perbandingan kecepatan (N_s vs U/V)

Gambar 5.36 Grafik hubungan antara kecepatan spesifik terhadap perbandingan kecepatan untuk berbagai putaran roda turbin arus lintang yang diuji dengan busur sembur 12° .



Gambar 5.36 Grafik hubungan kecepatan spesifik terhadap perbandingan kecepatan (N_s vs U/V untuk turbin model dengan 12°)

Pada grafik Gambar 5.36 terlihat bahwa secara umum dapat disampaikan bahwa kenaikan perbandingan kecepatan selalu diikuti kenaikan kecepatan spesifik untuk

seluruh kecepatan putar roda turbin. Hal ini memiliki pengertian bahwa kenaikan U/V akibat pengurangan kapasitas aliran atau pun head operasi turbin, berakibat naiknya kecepatan spesifik operasi turbin air. Sebaliknya pengurangan U/V, memerlukan kenaikan kapasitas aliran atau pun head operasi turbin, berakibat turunnya kecepatan spesifik operasi turbin air. Jadi untuk putaran di atas putaran desain, yakni 200 rpm ke atas, putaran spesifik naik sampai suatu harga tertentu kemudian turun lagi seiring dengan naiknya harga perbandingan kecepatan. Selanjutnya perlu ditegaskan di sini bahwa dengan mengubah kapasitas air masuk turbin ataupun mengubah head operasi turbin akan mengubah U/V yang berakibat mengubah N_s operasi turbin, sehingga menurut grafik 5.36 (hubungan antara efisiensi dan kecepatan spesifik) dapat mengakibatkan terjadinya perubahan efisiensi operasi turbin. Hal ini sesuai dengan pernyataan Warnick Mayo R., Larson L. and Sheldon ., dalam ‘‘Hydropower engineering’’, (45), bahwa turbin bekerja pada efisiensi tertinggi bila beroperasi pada putaran spesifik desain.

5.5 Perbandingan Karakteristik Hasil Uji dari Ketiga Model

Sub bab 5.5 menyajikan perbandingan karakteristik hasil uji ketiga pasangan turbin model dengan nosel berbusur sembur 75° , 90° dan 120° . Masing masing gambar memperbandingkan hasil uji karakteristik pada putaran operasi yang sama dari ketiga turbin model tersebut. Untuk mempermudah pemahaman kiranya di sini perlu disampaikan bahwa angka angka 75, 90 dan 120 notasi pada grafik menunjukkan besar busur sembur pasangan roda turbin-nosel yang diuji. Selanjutnya untuk memahami notasi pada gambar-gambar grafik perbandingan karakteristik dalam sub bab ini, berikut ini diberikan contoh penggunaan notasi yaitu sbagai misal BHP_Q75n50. Notasi tersebut memiliki pengertian sebagai berikut :

BHP = bangkitan daya poros

Q = kapasitas aliran air masuk turbin

75 = busur sembur 75°

n50 = jumlah putaran per menit roda turbin 50 rpm

5.5.1 Perbandingan Hasil Uji dari Ketiga Model mengenai Hubungan antara Bangkitan Daya Poros terhadap Kapasitas Aliran Air Masuk Turbin (Bhp Vs Q)

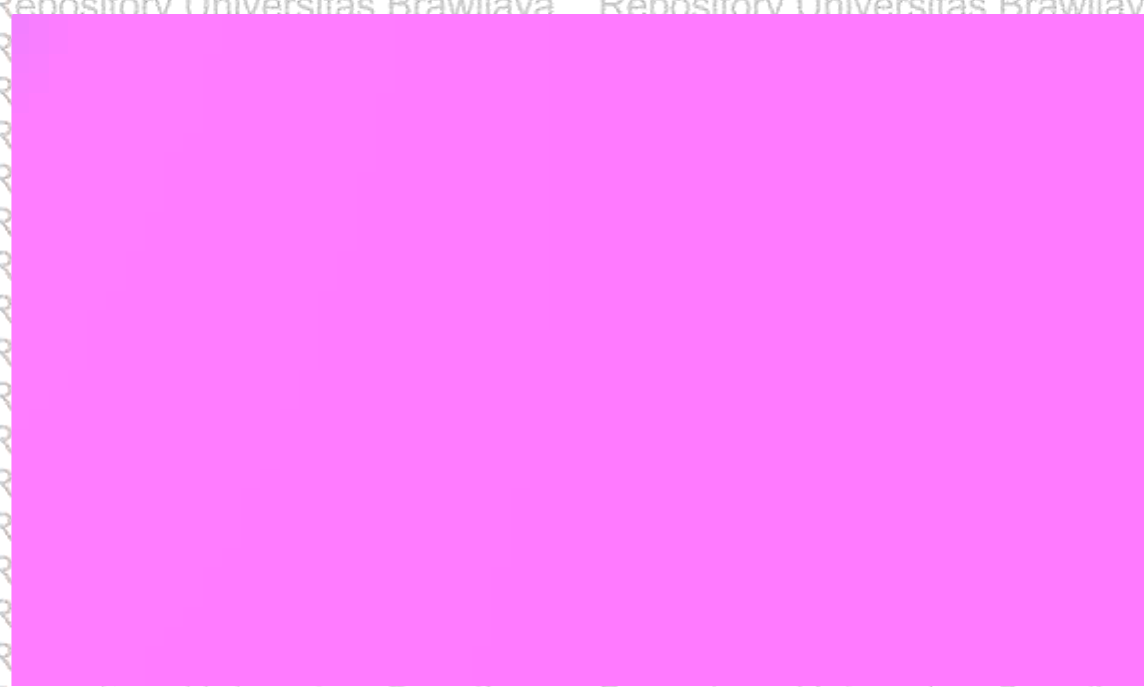
Grafik Gambar 5.37a menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara bangkitan daya poros BHP terhadap kapasitas aliran air Q untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120° pada putaran 50 rpm.



Gambar 5.37a. Grafik perbandingan karakteristik BHP vs Q pada putaran 50 rpm untuk turbin model dengan 75° , 90° , 120° .

Pada grafik Gambar 5.37a terlihat bahwa model berbusur sembur 75° menunjukkan bangkitan daya yang tertinggi kemudian diikuti oleh model berbusur sembur 90° dan yang terakhir dengan bangkitan daya yang paling rendah adalah model berbusur sembur 120° . Karakteristik model berbusur sembur 75° hampir berimpit dengan karakteristik model berbusur sembur 90° . Dalam hal ini, bila sudu pengatur aliran (*guide blade*) dilengkapkan pada nosel berbusur sembur 120° , nosel berbusur sembur 120° dapat dioperasikan sebagaimana nosel berbusur sembur 75° atau nosel berbusur sembur 90° pada saat persediaan air dalam bendung atau bendungan berkurang. Jadi penggunaan turbin air arus lintang bernosel dengan busur sembur 120° yang dilengkapi dengan sudu pengatur cocok untuk potensi hidro berkapasitas aliran dengan variasi yang cukup besar saat musim penghujan dan musim kemarau. Desain yang demikian biasanya diterapkan oleh Ossberger. Tegasnya bahwa

turbin air arus lintang dengan nosel berbusur sembur 75° atau dengan nosel berbusur sembur 90° cocok untuk lokasi berpotensi hidro dengan kapasitas aliran yang relatif konstan sepanjang tahun.



Gambar 5.37b Grafik perbandingan karakteristik BHP vs Q pada putaran 100 rpm untuk turbin model dengan 75° , 90° , 120°

Grafik Gambar 5.37b menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara bangkitan daya poros BHP terhadap kapasitas aliran air Q untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120° pada putaran 100 rpm. Posisi grafik lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° , 120° pada grafik Gambar 5.37b mirip dengan Gambar 5.37a. Lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.37b lebih curam dibandingkan dengan lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.37a



Gambar 5.37c. Grafik perbandingan karakteristik BHP vs Q pada putaran 150 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 12°

Grafik Gambar 5.37c menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara bangkitan daya poros BHP terhadap kapasitas aliran air Q untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 12° pada putaran 150 rpm. Posisi grafik lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° , 12° pada grafik Gambar 5.37c mirip dengan Gambar 5.37b. Lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.37c lebih curam dibandingkan dengan lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.37b.



Gambar 5.37d. Grafik perbandingan karakteristik BHP vs Q pada putaran 250 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 12°

Grafik Gambar 5.37d menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara bangkitan daya poros BHP terhadap kapasitas aliran air Q untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120° pada putaran 150 rpm. Posisi grafik lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° , 120° pada grafik Gambar 5.37d mirip dengan Gambar 5.37c. Lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.37d lebih curam dibandingkan dengan lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.37c.



Gambar 5.37e. Grafik perbandingan karakteristik BHP vs Q pada putaran 300 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 120°

Grafik Gambar 5.37e menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara bangkitan daya poros BHP terhadap kapasitas aliran air Q untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120° pada putaran 150 rpm. Posisi grafik lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° , 120° pada grafik Gambar 5.37e mirip dengan Gambar 5.37d. Lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.37e lebih curam dibandingkan dengan lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.37d.

Selanjutnya grafik Gambar 5.37f menunjukkan perbandingan karakteristik hubungan antara bangkitan daya poros BHP terhadap kapasitas aliran air Q untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , dan 120° saat roda turbin dioperasikan pada putaran 150 rpm. Posisi grafik lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° , dan 120° pada grafik Gambar 5.37f mirip dengan grafik Gambar 5.37e. Lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.37f lebih curam dibandingkan dengan lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.37e.



Gambar 5.37_f Grafik perbandingan karakteristik BHP vs Q pada putaran 500 rpm untuk turbin model dengan 75° , 90° , 120°

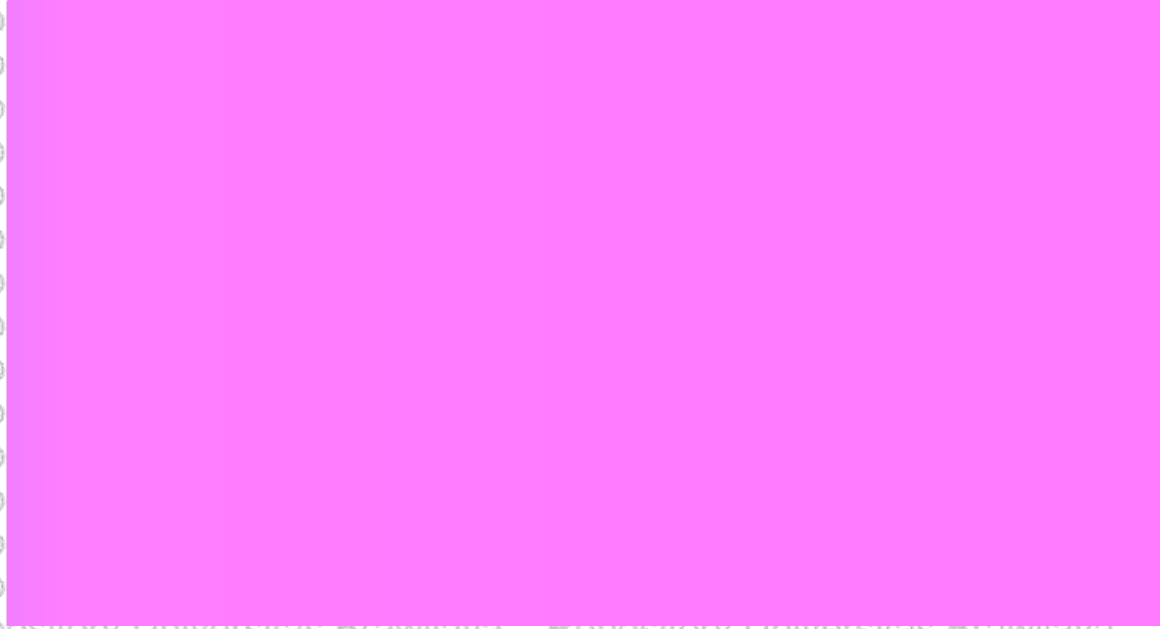
Gambar 5.37a-f menunjukkan grafik grafik perbandingan hubungan antara daya bangkitan poros turbin (*power*) terhadap kapasitas aliran air masuk turbin Q (*flow rate*) untuk beberapa variasi putaran roda turbin dengan nosel berbusur sembur 75° , 90° dan 120° . Berdasar grafik grafik tersebut dapat dinyatakan bahwa terdapat perbedaan unjuk kerja dari turbin arus lintang yang memiliki busur sembur yang berbeda. Grafik untuk karakteristik turbin bernosel dengan busur sembur 75° dan 90° hampir berimpit, tetapi, grafik karakteristik turbin bernosel dengan busur sembur 120° terpisah pada posisi yang lebih rendah. Berdasarkan grafik grafik tersebut dapat dikatakan bahwa untuk pembangkitan daya yang sama turbin bernosel dengan busur sembur 120° lebih banyak membutuhkan pasokan air dibandingkan dengan kebutuhan pasokan air untuk turbin bernosel dengan busur sembur 75° atau 90° . Jadi dalam hal ini turbin dengan nosel yang memiliki busur sembur 120° lebih boros terhadap penggunaan air. Atau dapat dikatakan bahwa dengan jumlah pasokan air yang sama turbin bernosel dengan busur sembur 120° membangkitkan daya yang lebih rendah dari pada daya yang dibangkitkan oleh dua turbin yang lain, yaitu, turbin bernosel dengan busur sembur 75° dan 90° . Dengan kata lain bahwa besarnya kerugian energi air, pada proses konversi energi dari energi air menjadi energi mekanik, meningkat dengan semakin besarnya busur sembur nosel turbin air arus lintang.

5.5.2 Perbandingan Hasil Uji dari Ketiga Model mengenai Hubungan antara Bangkitan Daya Poros Turbin terhadap Head (BHP Vs H)



Gambar 5.38a Grafik perbandingan karakteristik BHP vs H pada putaran 50 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 120°

Grafik Gambar 5.38a menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara bangkitan daya poros BHP terhadap head turbin H untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120° pada putaran 50 rpm. Pada grafik Gambar 5.38a terlihat bahwa model berbusur sembur 75° menunjukkan bangkitan daya yang tertinggi kemudian diikuti oleh model berbusur sembur 90° dan yang terakhir dengan bangkitan daya yang paling rendah adalah model berbusur sembur 120° . Karakteristik model berbusur sembur 75° hampir berimpit dengan karakteristik model berbusur sembur 90° . Dalam hal ini, bila sudu pengatur aliran (*guide blade*) dilengkapi pada nosel berbusur sembur 120° , nosel berbusur sembur 120° dapat dioperasikan sebagaimana nosel berbusur sembur 75° atau nosel berbusur sembur 90° pada saat persediaan air dalam bendung atau bendungan berkurang. Jadi penggunaan turbin air arus lintang bernosel dengan busur sembur 120° yang dilengkapi dengan sudu pengatur cocok untuk potensi hidro berkapasitas aliran dengan variasi yang cukup besar saat musim penghujan dan musim kemarau. Desain yang demikian biasanya diterapkan oleh Ossberger. Tegasnya bahwa turbin air arus lintang nosel berbusur sembur 75° atau dengan nosel berbusur sembur 90° cocok untuk lokasi berpotensi hidro dengan kapasitas aliran yang relatif konstan sepanjang tahun.



Gambar 5.38_b Grafik perbandingan karakteristik BHP vs H pada putaran 100 rpm. untuk turbin model dengan 75^o, 90^o, 12^o

Grafik Gambar 5.38b menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara bangkitan daya poros BHP terhadap head turbin H untuk turbin model dengan busur sembur 75^o, 90^o, 12^o pada putaran 100 rpm. Posisi grafik lengkung efisiensi model dengan 75^o, 90^o, 12^o pada grafik Gambar 5.38b mirip dengan grafik Gambar 5.38a. Lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.38b lebih curam dibandingkan dengan lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.38a



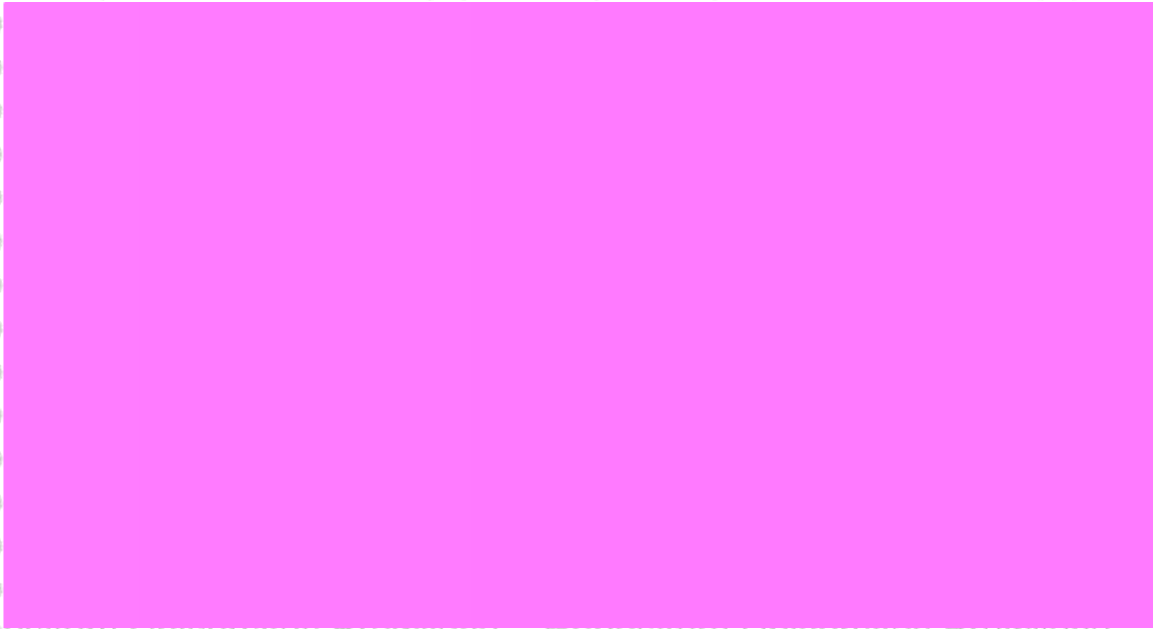
Gambar 5.38_c Grafik perbandingan karakteristik BHP vs H pada putaran 150 rpm. untuk turbin model dengan 75^o, 90^o, 12^o

Grafik Gambar 5.38c menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara bangkitan daya poros BHP terhadap head turbin H untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 12° pada putaran 100 rpm. Posisi grafik lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° , 12° pada grafik Gambar Gambar 5.38c mirip dengan Gambar Gambar 5.38b. Lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.38c lebih curam dibandingkan dengan lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.38b



Gambar 5.38d Grafik perbandingan karakteristik BHP vs H pada putaran 150 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 12°

Grafik Gambar 5.38d menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara bangkitan daya poros BHP terhadap head turbin H untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 12° pada putaran 150 rpm. Posisi grafik lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° , 12° pada grafik Gambar 5.38d mirip dengan grafik Gambar 5.38c. Lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.38d lebih curam dibandingkan dengan lengkung efisiensi pada grafik r Gambar 5.38c



Gambar 5.38e. Grafik perbandingan karakteristik BHP vs H pada putaran 300 rpm. untuk turbin model dengan 75⁰, 90⁰, 12⁰

Grafik Gambar 5.38e menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara bangkitan daya poros BHP terhadap head turbin H untuk turbin model dengan busur sembur 75⁰, 90⁰, 12⁰ pada putaran 300 rpm. Posisi grafik lengkung efisiensi model dengan 75⁰, 90⁰, 12⁰ pada grafik Gambar Gambar 5.38e mirip dengan Gambar Gambar 5.38d. Lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.38e lebih curam dibandingkan dengan lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.38d



Gambar 5.38f. Grafik perbandingan karakteristik BHP vs H pada putaran 500 rpm. untuk turbin model dengan 75⁰, 90⁰, 12⁰



Grafik Gambar 5.38e menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara bangkitan daya poros BHP terhadap head turbin H untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120° pada putaran 500 rpm. Posisi grafik lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° , 120° pada grafik Gambar 5.38f mirip dengan grafik Gambar 5.38e. Lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.38f lebih curam dibandingkan dengan lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.38e

Gambar 5.38_{a-f} menunjukkan grafik grafik perbandingan hubungan antara bangkitan daya poros turbin (*power*) terhadap head turbin H (tinggi jatuh air) untuk beberapa variasi putaran roda turbin dengan busur sembur 75° , 90° dan 120° . Grafik grafik tersebut menunjukkan bahwa terdapat perbedaan unjuk kerja dari turbin arus lintang yang memiliki busur sembur yang berbeda. Posisi grafik karakteristik turbin bernosel dengan busur sembur 75° dan 90° hampir berimpit, tetapi, grafik karakteristik turbin bernosel dengan busur sembur 120° terpisah berada pada posisi yang lebih rendah. Berdasarkan grafik grafik tersebut dapat dikatakan bahwa untuk pembangkitan daya yang sama turbin bernosel dengan busur sembur 120° membutuhkan head yang lebih tinggi dibandingkan dengan kebutuhan head untuk turbin bernosel dengan busur sembur 75° atau 90° . Jadi dalam hal ini untuk pengoperasian pada head yang sama turbin dengan nosel berbusur sembur 120° membangkitkan daya yang lebih rendah dibandingkan dengan daya yang dapat dibangkitkan oleh turbin dengan nosel yang memiliki busur sembur 75° atau 90° .

Semakin besar busur sembur semakin banyak jumlah lorong sudu yang dilewati pancaran air. Semakin banyak jumlah lorong sudu yang dilewati pancaran air semakin banyak pancaran air yang berbenturan saat melewati ruang tengah roda turbin sehingga semakin besar terjadinya kerugian hidrolis serta perubahan arah pancaran air. Selanjutnya kejadian yang demikian memperkecil bangkitan daya pada poros turbin.

5.5.3 Perbandingan Hasil Uji dari Ketiga Model mengenai Hubungan antara Efisiensi Turbin terhadap Kapasitas Aliran



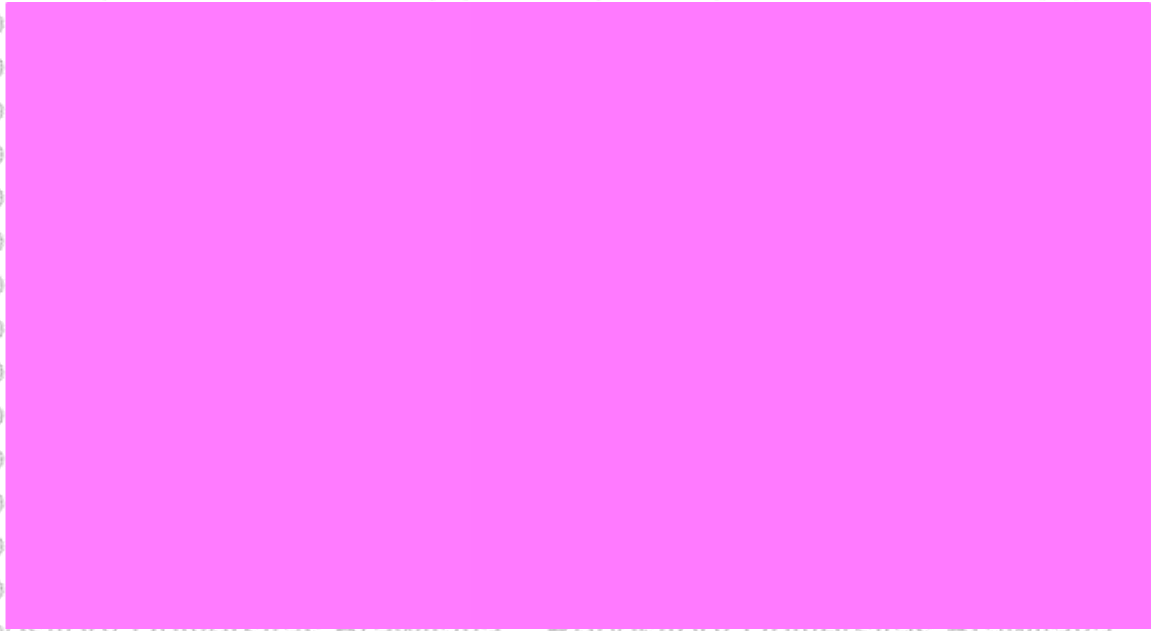
Gambar 5.39a Grafik perbandingan karakteristik η vs Q pada putaran 50 rpm. untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120°

Grafik Gambar 5.39a menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi η terhadap kapasitas aliran air Q untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120° pada putaran 50 rpm. Pada grafik Gambar 5.39a terlihat bahwa model berbusur sembur 75° menunjukkan efisiensi yang tertinggi kemudian diikuti oleh model berbusur sembur 90° dan yang terakhir dengan efisiensi yang paling rendah serta lengkung yang lebih mendatar adalah model berbusur sembur 120° . Karakteristik model berbusur sembur 75° hampir berimpit dengan karakteristik model berbusur sembur 90° . Dalam hal ini, bila sudu pengatur aliran (*guide blade*) dilengkapi pada nosel berbusur sembur 120° , nosel berbusur sembur 120° dapat dioperasikan sebagaimana nosel berbusur sembur 75° atau nosel berbusur sembur 90° pada saat persediaan air dalam bendung atau bendungan berkurang. Jadi penggunaan turbin air arus lintang bernosel dengan busur sembur 120° yang dilengkapi dengan sudu pengatur cocok untuk potensi hidro berkapasitas aliran yang memiliki head dengan variasi yang cukup besar saat musim penghujan dan musim kemarau. Desain yang demikian biasanya diterapkan oleh Ossberger. Tegasnya bahwa turbin air arus lintang dengan nosel berbusur sembur 75° atau dengan nosel berbusur sembur 90° cocok untuk lokasi berpotensi hidro dengan kapasitas aliran atau head yang relatif konstan sepanjang tahun.



Gambar 5.39_b Grafik perbandingan karakteristik η pada putaran 1 rpm untuk turbin model dengan 75° , 90° , 12°

Grafik Gambar 5.39_b menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi terhadap kapasitas aliran air masuk untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 12° pada putaran 100 rpm. Posisi grafik lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° , 12° pada grafik Gambar 5.39_b mirip dengan Gambar 5.39_a. Lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.39_b lebih curam dibandingkan dengan lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.39_a. Dalam hal ini perlu diberikan perhatian bahwa lengkung efisiensi turbin model dengan busur sembur 12° jauh lebih mendatar atau tidak securam lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° . Selanjutnya dapat dinyatakan bahwa walaupun efisiensi turbin model dengan busur sembur 12° lebih rendah dari pada lengkung efisiensi model dengan nosel berbusur sembur 75° , 90° namun efisiensi turbin model dengan busur sembur 12° lebih stabil terhadap perubahan kapasitas aliran atau perubahan beban.



Gambar 5.39. Grafik perbandingan karakteristik s pada putaran 1 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 12°

Grafik Gambar 5.39c menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi terhadap kapasitas aliran air masuk untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 12° pada putaran 150 rpm. Posisi grafik lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° , 12° pada grafik Gambar 5.39c mirip dengan Gambar Gambar 5.39b. Lengkung efisiensi pada grafik Gambar Gambar 5.39c lebih curam dibandingkan dengan lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.39b. Dalam hal ini perlu diberikan perhatian bahwa lengkung efisiensi turbin model dengan busur sembur 120° jauh lebih mendatar atau tidak securam lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° yang hampir berimpit satu sama yang lain. Selanjutnya dapat dinyatakan bahwa walaupun efisiensi turbin model dengan busur sembur 12° lebih rendah dari pada lengkung efisiensi model dengan nosel berbusur sembur 75° , 90° namun efisiensi turbin model dengan busur sembur 12° lebih stabil terhadap perubahan kapasitas aliran atau perubahan beban.



Gambar 5.39d. Grafik perbandingan karakteristik $s-Q$ pada putaran 250 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 120°

Grafik Gambar 5.39d menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi terhadap kapasitas aliran air masuk untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120° pada putaran 250 rpm. Posisi grafik lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° , 120° pada grafik Gambar 5.39d memiliki bentuk yang serupa. Lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.39d lebih curam dibandingkan dengan lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.39c.



Gambar 5.39e. Grafik perbandingan karakteristik $s-Q$ pada putaran 300 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 120°



Grafik Gambar 5.39e menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi terhadap kapasitas aliran air masuk Q untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 12° pada putaran 300 rpm. Posisi grafik lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° , 12° pada grafik Gambar 5.39e memiliki bentuk yang serupa. Lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.39e lebih curam dibandingkan dengan lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.39d.



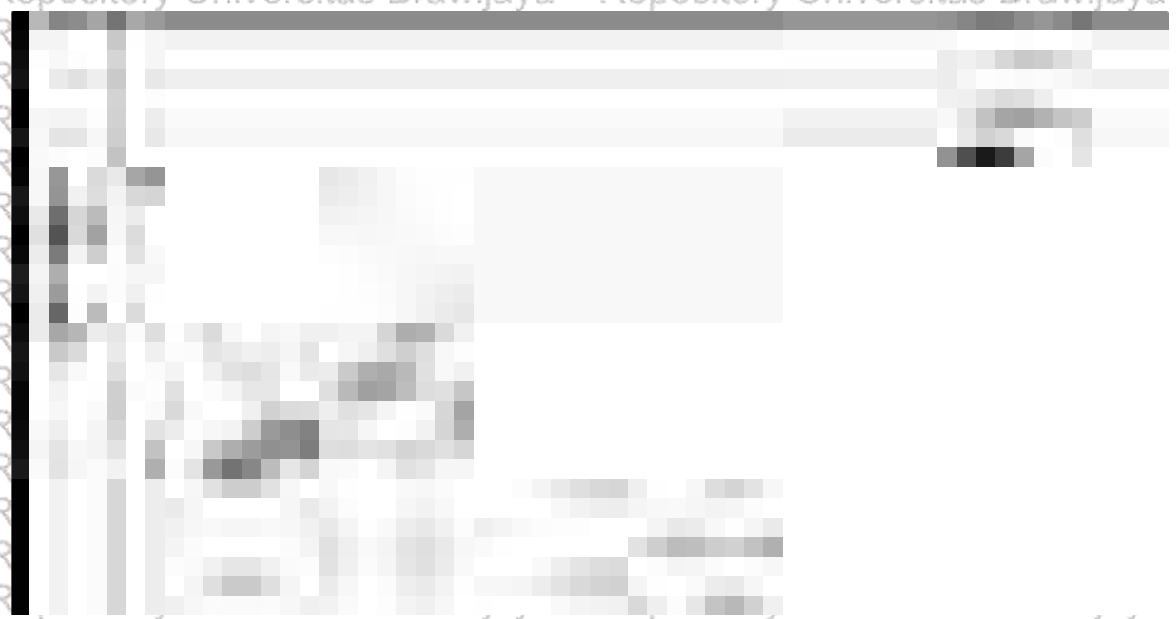
Gambar 5.39f. Grafik perbandingan karakteristik s pada putaran rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 12°

Grafik Gambar 5.39f menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi terhadap kapasitas aliran air masuk untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 12° pada putaran 500 rpm. Posisi grafik lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° , 12° pada grafik Gambar 5.39f memiliki bentuk yang serupa. Lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.39f lebih curam dibandingkan dengan lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.39e.

Gambar 5.39a-f menunjukkan grafik grafik perbandingan hubungan antara efisiensi terhadap kapasitas aliran Q untuk beberapa variasi putaran roda turbin dengan busur sembur 75° , 90° dan 120° . Grafik grafik tersebut menunjukkan bahwa perbedaan busur sembur mengakibatkan adanya perbedaan unjuk kerja dari turbin air arus lintang. Untuk seluruh variasi putaran, hasil uji menunjukkan bahwa turbin dengan nosel bersudut sembur 75° dan 90° memiliki efisiensi yang lebih tinggi dibandingkan dengan efisiensi yang dimiliki turbin dengan nosel yang berbusur sembur 120° . Untuk semua busur

sembur nosel pada putaran roda turbin 50 dan 100 rpm kurva efisiensi melengkung ke bawah dengan catatan bahwa lengkung efisiensi untuk roda turbin berbusur sembur 75° dan 90° memiliki lengkung yang lbih curam dibandingkan lengkun efisiensi roda turbin dengan busur sembur 120°, dan pada putaran roda turbin 150, 250, 300 dan 500 rpm kurva efisiensi melengkung ke atas. Pada operasi dengan putaran 150 rpm efisiensi tertinggi ditunjukkan oleh turbin dengan nosel berbusur sembur 75°, sedangkan pada operasi 50 dan 100 rpm lengkung efisiensi untuk turbin dengan nosel berbusur sembur 75° dan 90° saling berpotongan. Untuk operasi turbin di atas 150 rpm efisiensi turbin dengan busur sembur 90° selalu lebih tinggi dari lengkung efisiensi turbin dengan nosel berbusur sembur 75°.

5.5.4 Perbandingan Hasil Uji dari Ketiga Model mengenai Hubungan antara Efisiensi Turbin terhadap Ratio Kapasitas Aliran (η Vs Q_d/Q)



Gambar 5.40a Grafik perbandingan karakteristik η vs Q_d/Q pada putaran 50 rpm. untuk turbin model dengan 75°, 90°, 120°

Grafik Gambar 5.40a menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi η terhadap perbandingan kapasitas aliran air Q_d/Q untuk turbin model dengan busur sembur 75°, 90°, 120° pada putaran 50 rpm. Pada grafik Gambar 5.40a terlihat bahwa model berbusur sembur 90° menunjukkan efisiensi yang tertinggi kemudian diikuti oleh model berbusur sembur 75° dan yang terakhir dengan efisiensi yang paling rendah serta lengkung yang lebih mendatar adalah lengkung efisiensi milik model berbusur sembur 120°. Karakteristik model berbusur sembur 75° sangat dekat dengan karakteristik model berbusur sembur 90°. Dalam hal ini, bila sudu

pengatur aliran (*guide blade*) dilengkapi pada nosel berbusur sembur 120° , nosel berbusur sembur 120° dapat dioperasikan sebagaimana nosel berbusur sembur 75° atau nosel berbusur sembur 90° pada saat persediaan air dalam bendung atau bendungan berkurang. Jadi penggunaan turbin air arus lintang bernosel dengan busur sembur 120° yang dilengkapi dengan sudu pengatur cocok untuk potensi hidro yang memiliki kapasitas aliran dengan variasi yang cukup besar saat musim penghujan dan musim kemarau. Desain yang demikian biasanya diterapkan oleh Ossberger. Tegasnya bahwa turbin air arus lintang dengan nosel berbusur sembur 75° atau dengan nosel berbusur sembur 90° cocok untuk lokasi berpotensi hidro dengan kapasitas aliran yang relatif konstan sepanjang tahun.



Gambar 5.40_b. Grafik perbandingan karakteristik s_d/Q pada putaran 100 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 120°

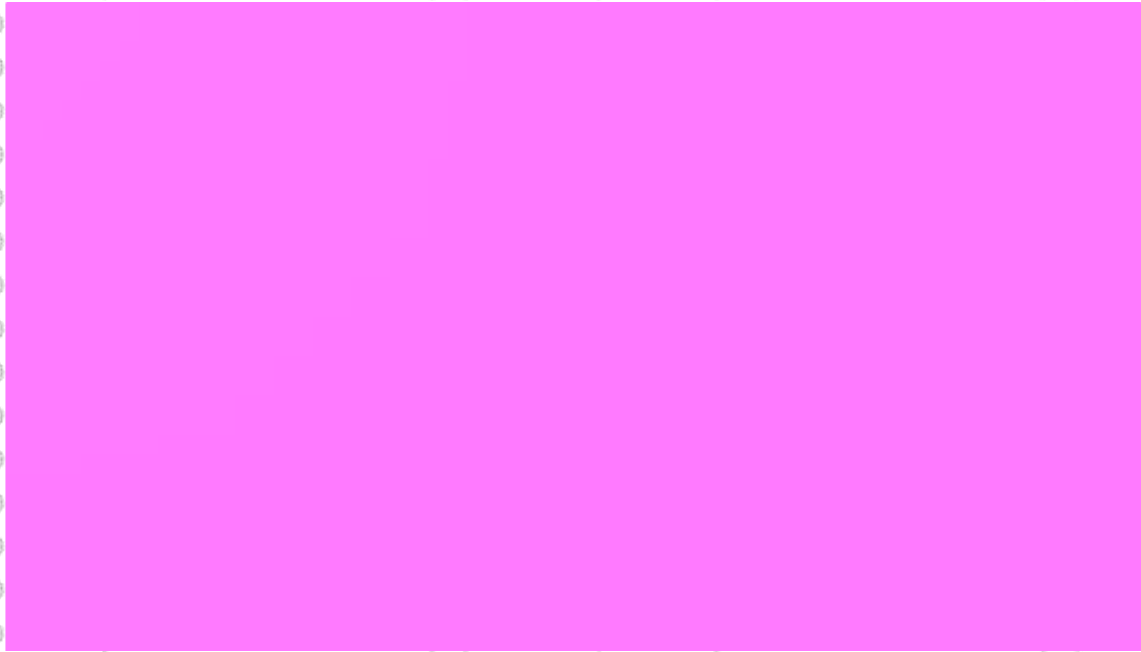
Grafik Gambar 5.40_b menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi terhadap perbandingan kapasitas aliran air masuk turbin Q_d/Q untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120° pada putaran 100 rpm. Posisi grafik lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° , 120° pada grafik Gambar 5.40_b mirip dengan Gambar 5.40_a. Lengkung efisiensi yang menghadap ke bawah pada grafik Gambar 5.40_b lebih curam dibandingkan dengan lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.40_a. Dalam hal ini perlu diberikan perhatian bahwa lengkung efisiensi turbin model dengan busur sembur 120° jauh lebih mendatar atau tidak securam lengkung efisiensi

model dengan 75°, 90°. Selanjutnya dapat dinyatakan bahwa walaupun efisiensi turbin model dengan busur sembur 12° lebih rendah dari pada lengkung efisiensi model dengan nosel berbusur sembur 75°, 90° namun efisiensi turbin model dengan busur sembur 12° lebih stabil terhadap perubahan kapasitas aliran atau perubahan beban.



Gambar 5.40c Grafik perbandingan karakteristik s s_a/Q pada putaran 150 rpm. untuk turbin model dengan 75°, 90°, 12°

Grafik Gambar 5.40c menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi terhadap perbandingan kapasitas aliran air masuk turbin s_a/Q untuk turbin model dengan busur sembur 75°, 90°, 12° pada putaran 150 rpm. Semua grafik lengkung efisiensi model dengan 75°, 90°, 12° pada grafik Gambar 5.40c adalah melengkung ke bawah. Dalam hal ini perlu diberikan perhatian bahwa lengkung efisiensi turbin model dengan busur sembur 12° jauh di bawah dan lebih pendek dibandingkan terhadap lengkung efisiensi model dengan 75°, 90°. Turbin model bernosel dengan busur sembur 12° beroperasi pada daerah perbandingan kapasitas yang lebih sempit dibandingkan dengan turbin model dengan nosel berbusur sembur 75°, 90°. Selanjutnya dapat dinyatakan bahwa ketiga lengkung efisiensi turbin model memiliki bentuk melengkung ke bawah, yakni, efisiensi meningkat dengan meningkatnya perbandingan kapasitas aliran sampai nilai tertentu kemudian efisiensi menurun dengan bertambahnya perbandingan kapasitas aliran air masuk model



Gambar 5.40d. Grafik perbandingan karakteristik η_s dan Q_d/Q pada putaran 250 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 12°

Grafik Gambar 5.40d menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi terhadap perbandingan kapasitas aliran air masuk turbin Q_d/Q untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 12° pada putaran 250 rpm. Semua grafik lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° , 12° pada grafik Gambar 5.40d adalah melengkung ke bawah. Dalam hal ini perlu diberikan perhatian bahwa lengkung efisiensi turbin model dengan busur sembur 12° berada di bawah dan lebih pendek dibandingkan terhadap lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° . Turbin model bernosel dengan busur sembur 12° beroperasi pada daerah perbandingan kapasitas yang lebih sempit dibandingkan dengan turbin model dengan nosel berbusur sembur 75° , 90° . Turbin model bernosel dengan busur sembur 75° beroperasi pada daerah perbandingan kapasitas yang paling lebar dibandingkan dengan daerah operasi dua turbin model yang lain. Selanjutnya dapat dinyatakan bahwa ketiga lengkung efisiensi turbin model memiliki bentuk melengkung ke bawah, yakni, efisiensi meningkat dengan meningkatnya perbandingan kapasitas aliran sampai nilai tertentu kemudian efisiensi menurun dengan bertambahnya perbandingan kapasitas aliran air masuk model



Gambar 5.40e. Grafik perbandingan karakteristik η vs Q pada putaran 300 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 120°

Grafik Gambar 5.40e menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi terhadap perbandingan kapasitas aliran air masuk turbin Q untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120° pada putaran 300 rpm. Semua grafik lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° , 120° pada grafik Gambar 5.40e adalah melengkung ke bawah. Dalam hal ini perlu diberikan perhatian bahwa lengkung efisiensi dari ketiga turbin model saling berpotongan dan saling berhimpitan dan berada pada kisaran perbandingan kapasitas aliran air yang hampir sama. Grafik pada gambar 5.40e menunjukkan bahwa grafik untuk model turbin dengan nosel berbusur sembur 75° dan model turbin dengan nosel berbusur sembur 120° memiliki kurva yang lebih curam dibandingkan dengan grafik untuk model turbin dengan nosel berbusur sembur 90° . Dengan demikian dapat dinyatakan bahwa turbin model dengan nosel berbusur sembur 90° memiliki karakter yang lebih handal dibandingkan dengan dua turbin model yang lain pada pengoperasian perbandingan kapasitas aliran antara 0,5 hingga 1. Selanjutnya dapat dinyatakan bahwa ketiga lengkung efisiensi turbin model memiliki bentuk melengkung ke bawah, yakni, efisiensi meningkat dengan meningkatnya perbandingan kapasitas aliran sampai nilai tertentu kemudian efisiensi menurun dengan bertambahnya perbandingan kapasitas aliran air masuk model



Gambar 5.40f Grafik perbandingan karakteristik η s d/Q pada putaran 500 rpm untuk turbin model dengan 75° , 90° , 120°

Grafik Gambar 5.40f menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi terhadap perbandingan kapasitas aliran air masuk turbin d/Q untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120° pada putaran 500 rpm. Semua grafik lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° , 120° pada grafik Gambar 5.40f adalah melengkung ke bawah. Dalam hal ini perlu diberikan perhatian bahwa lengkung efisiensi dari ketiga turbin model saling berhimpitan dan berada pada kisaran perbandingan kapasitas aliran air yang hampir sama. Berdasarkan gambar dapat dinyatakan bahwa ketiga lengkung efisiensi turbin model memiliki bentuk melengkung ke bawah, yakni, efisiensi meningkat dengan meningkatnya perbandingan kapasitas aliran sampai nilai tertentu kemudian efisiensi menurun dengan bertambahnya perbandingan kapasitas aliran air masuk model.

Gambar 5.40a-f menunjukkan grafik grafik perbandingan hubungan antara efisiensi terhadap perbandingan kapasitas aliran Q_d/Q untuk beberapa variasi putaran roda turbin dengan busur sembur 75° , 90° dan 120° . Grafik grafik tersebut menyatakan bahwa perbedaan busur memberikan perbedaan pola dan capaian efisiensi, dimana roda turbin berbusur sembur 75° dan 90° lebih unggul efisiensinya dibandingkan terhadap roda turbin berbusur sembur 120° untuk setiap perubahan perbandingan kapasitas aliran air masuk turbin. Gambar 5.40a hingga Gambar 5.40d memperlihatkan bahwa turbin dengan busur sembur 75° lebih andal terhadap perubahan perbandingan kapasitas aliran air diperbandingkan terhadap turbin berbusur sembur 90° dan 120° pada operasi putaran 50 rpm hingga 250 rpm. Gambar 5.40e dan 5.40f memperlihatkan bahwa pada putaran 300

dan 500 rpm roda turbin berbusur sembur 90° memiliki efisiensi yang lebih besar dibandingkan terhadap efisiensi untuk roda turbin berbusur sembur 75° dan 120° . Selanjutnya perlu disampaikan bahwa pengoperasian ketiga model uji pada putaran roda turbin 300 dan 500 rpm terjadi pada perbandingan kapasitas aliran dengan nilai lebih kecil dari satu, dengan demikian dapat disimpulkan bahwa pengoperasian turbin pada putaran tersebut diperlukan kapasitas aliran yang lebih besar dari kapasitas aliran desain.

Berikut ini diberikan perbandingan performan turbin model yang diuji dengan performan turbin arus lintang Ossberger untuk berbagai variasi pembebanan.



Gambar 5.40g. Grafik perbandingan karakteristik s maks untuk turbin model dengan 75° , 90° , 12° dan turbin Ossberger.

Grafik Gambar 5.40g menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi terhadap perbandingan kapasitas aliran air masuk turbin maks, untuk turbin model dengan busur sembur 75° dan 90° memiliki performan yang lebih tinggi dibandingkan dengan turbin Ossberger; sedangkan turbin model dengan busur sembur 12° menunjukkan performan yang lebih rendah dibandingkan terhadap performan turbin Ossberger. Semua grafik lengkung efisiensi baik model dengan 75° , 90° , 12° maupun turbin Ossberger menunjukkan bahwa pengoperasian turbin arus lintang di atas 40 persen kapasitas desain memiliki efisiensi yang relative konstan.

5.5.5 Perbandingan Hasil Uji dari Ketiga Model mengenai Hubungan antara Efisiensi Turbin terhadap Head (η Vs H)



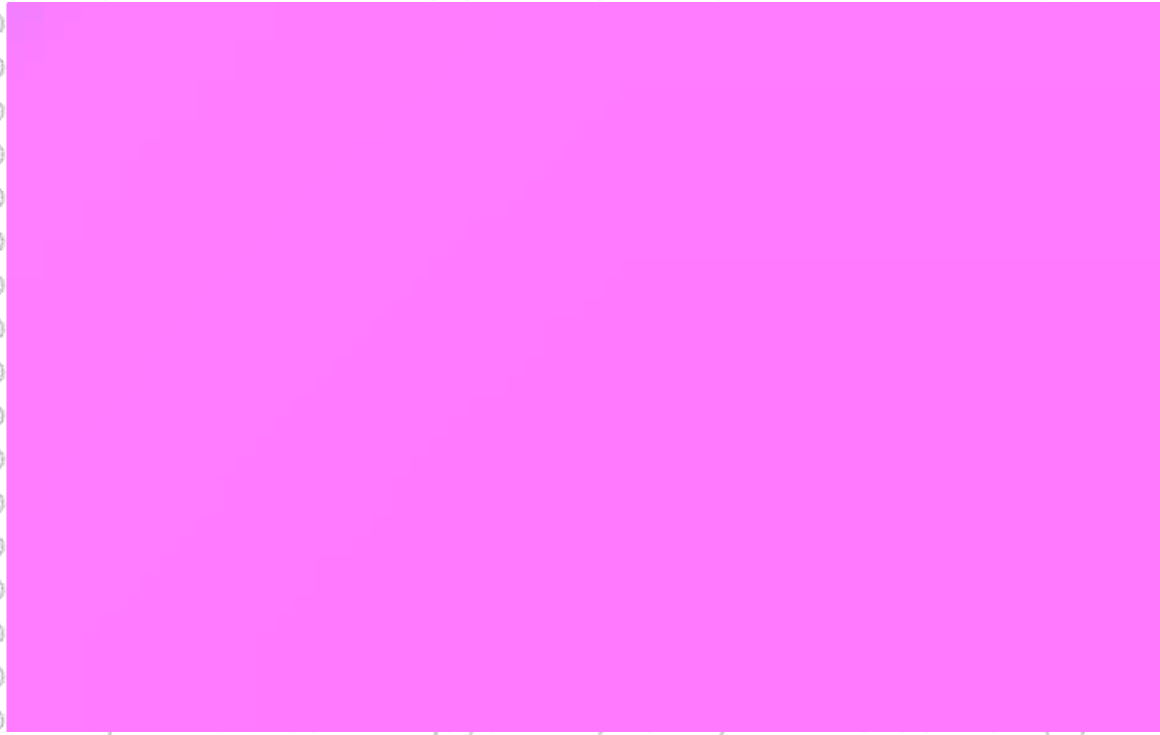
Gambar 5.41_a Grafik perbandingan karakteristik η vs H pada putaran 50 rpm untuk turbin model dengan 75° , 90° , 120°

Grafik Gambar 5.41a menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi η terhadap head H turbin untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120° pada putaran 50 rpm. Pada grafik Gambar 5.41a terlihat bahwa model berbusur sembur 75° dan model berbusur sembur 90° menunjukkan lengkung efisiensi yang saling berpotongan dan saling berimpit, kemudian diikuti oleh model berbusur sembur 120° . Dalam hal ini, bila sudu pengatur aliran (*guide blade*) dilengkapi pada nosel berbusur sembur 120° , nosel berbusur sembur 120° dapat dioperasikan sebagaimana nosel berbusur sembur 75° atau nosel berbusur sembur 90° pada saat persediaan air dalam bendung atau bendungan berkurang. Jadi penggunaan turbin air arus lintang bernosel dengan busur sembur 120° yang dilengkapi dengan sudu pengatur cocok untuk potensi hidro berkapasitas aliran yang memiliki head dengan variasi yang cukup besar saat musim penghujan dan musim kemarau. Desain yang demikian biasanya diterapkan oleh Ossberger. Tegasnya bahwa turbin air arus lintang dengan nosel berbusur sembur 75° atau dengan nosel berbusur sembur 90° cocok untuk lokasi berpotensi hidro dengan kapasitas aliran atau head yang relatif konstan sepanjang tahun



Gambar 5.41_b Grafik perbandingan karakteristik s H pada putaran 1 rpm untuk turbin model dengan 75° , 90° , 12°

Grafik Gambar 5.41_b menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi terhadap head turbin H untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 12° pada putaran 100 rpm. Posisi grafik lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° , 12° pada grafik Gambar 5.41b mirip dengan Gambar 5.41a. Lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.41b lebih curam dibandingkan dengan lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.41a. Dalam hal ini perlu diberikan perhatian bahwa lengkung efisiensi turbin model dengan busur sembur 12° jauh lebih mendatar atau tidak securam lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° . Selanjutnya dapat dinyatakan bahwa walaupun efisiensi turbin model dengan busur sembur 12° lebih rendah dari pada lengkung efisiensi model dengan nosel berbusur sembur 75° , 90° namun efisiensi turbin.



Gambar 5.41c. Grafik perbandingan karakteristik η s H pada putaran 150 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 12°

Grafik Gambar 5.41c menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi terhadap head turbin H untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , dan 12° pada putaran 150 rpm. Posisi grafik lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° , 12° pada grafik Gambar 5.41c mirip dengan Gambar 5.41b. Lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.41c lebih curam dibandingkan dengan lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.41b. Dalam hal ini perlu diberikan perhatian bahwa lengkung efisiensi turbin model dengan busur sembur 12° jauh lebih mendatar atau tidak securam lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° yang hampir berimpit satu sama yang lain. Selanjutnya dapat dinyatakan bahwa walaupun besar efisiensi turbin model dengan busur sembur 12° lebih rendah dari pada lengkung efisiensi model dengan nosel berbusur sembur 75° , 90° namun efisiensi turbin model dengan busur sembur 12° lebih stabil terhadap perubahan kapasitas aliran atau perubahan beban.



Gambar 5.41_d Grafik perbandingan karakteristik η s H pada putaran 250 rpm untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120°

Grafik Gambar 5.41d menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi terhadap head turbin H untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120° pada putaran 250 rpm. Posisi grafik lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° , 120° pada grafik Gambar 5.41d memiliki bentuk yang serupa. Pola lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.41d berbeda bila dibandingkan dengan lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.41c. Pada grafik gambar 5.41d efisiensi ketiga turbin naik dengan bertambahnya head sampai titik tertentu kemudian efisiensi menurun dengan bertambahnya head. Model dengan nosel berbusur sembur 75° dan 90° menghasilkan efisiensi yang lebih tinggi dari efisiensi yang dihasilkan oleh turbin model yang menggunakan nosel berbusur sembur 120° .





Gambar 5.41e. Grafik perbandingan karakteristik η s H pada putaran 300 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 12°

Grafik Gambar 5.41e menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi terhadap head turbin H untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 12° pada putaran 300 rpm. Grafik lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° , 12° pada grafik Gambar 5.41e memiliki bentuk yang serupa. Pada grafik gambar 5.41e efisiensi ketiga turbin naik dengan bertambahnya head sampai titik tertentu kemudian efisiensi menurun dengan bertambahnya head. Model dengan nosel berbusur sembur 75° dan 90° menghasilkan efisiensi yang lebih tinggi dari efisiensi yang dihasilkan oleh turbin model yang menggunakan nosel berbusur sembur 12°



Gambar 5.41f. Grafik perbandingan karakteristik η s H pada putaran 500 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 12°

Grafik Gambar 5.41f menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi terhadap head turbin H untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120° pada putaran 500 rpm. Grafik lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° , 120° pada grafik Gambar 5.41e memiliki bentuk yang serupa. Pada grafik gambar 5.41f efisiensi ketiga turbin naik dengan bertambahnya head sampai titik tertentu kemudian efisiensi menurun dengan bertambahnya head. Model dengan nosel berbusur sembur 75° dan 90° menghasilkan efisiensi yang lebih tinggi dari efisiensi yang dihasilkan oleh turbin model yang menggunakan nosel berbusur embur 120° .

Gambar 5.41a-f menunjukkan grafik grafik perbandingan hubungan antara efisiensi terhadap Head H untuk beberapa variasi putaran roda turbin dengan busur sembur 75° , 90° dan 120° . Grafik grafik tersebut menunjukkan bahwa besar busur sembur nosel turbin arus lintang mempengaruhi tingginya capaian dan jenis lengkung efisiensi. Untuk pengoperasian turbin pada putaran 50 dan 100 rpm grafik Gambar 5.41a,b melengkung ke bawah dan untuk pengoperasian turbin pada putaran 150 hingga 500 rpm grafik Gambar 5.41c-f melengkung ke atas (cembung). Semakin tinggi head semakin rendah efisiensi yang dicapai saat turbin beroperasi pada 50 sampai dengan 150 rpm, namun efisiensi turbin naik kemudian turun lagi seiring bertambahnya head untuk pengoperasian turbin pada putaran 250, 300 dan 500 rpm.

5.5.6 Perbandingan Hasil Uji dari Ketiga Model mengenai Hubungan antara Efisiensi Turbin terhadap Head (H_d/H)



Gambar 5.42a Grafik perbandingan karakteristik η vs H_d/H pada putaran 50 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 120°

Grafik Gambar 5.42a menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi η terhadap perbandingan head H_d/H untuk turbin model dengan busur sembur $= 75^\circ, 90^\circ, 120^\circ$ pada putaran 50 rpm. Pada grafik Gambar 5.42a terlihat bahwa model berbusur sembur 90° menunjukkan efisiensi yang tertinggi kemudian diikuti oleh model berbusur sembur 75° dan yang terakhir dengan efisiensi yang paling rendah serta lengkung yang lebih mendatar adalah lengkung efisiensi milik model berbusur sembur 120° . Karakteristik model berbusur sembur 75° sangat dekat dengan karakteristik model berbusur sembur 90° . Dalam hal ini, bila sudu pengatur aliran (*guide blade*) dilengkapi pada nosel berbusur sembur 120° , maka nosel berbusur sembur 120° dapat dioperasikan sebagaimana nosel berbusur sembur 75° atau nosel berbusur sembur 90° pada saat persediaan air dalam bendung atau bendungan berkurang. Jadi penggunaan turbin air arus lintang bernosel dengan busur sembur 120° yang dilengkapi dengan sudu pengatur cocok untuk potensi hidro yang memiliki head ataupun perbandingan kapasitas aliran dengan variasi yang cukup besar saat musim penghujan dan musim kemarau. Desain yang demikian biasanya diterapkan oleh Ossberger. Selanjutnya perlu ditegaskan bahwa turbin air arus lintang dengan nosel berbusur sembur 75° atau dengan nosel berbusur sembur 90° cocok untuk lokasi berpotensi hidro dengan head dan kapasitas aliran yang relatif konstan sepanjang tahun.

Gambar 5.42b Grafik perbandingan karakteristik η s H_d/H pada putaran 100 rpm. untuk turbin model dengan $75^\circ, 90^\circ, 120^\circ$

Grafik Gambar 5.42b menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi terhadap perbandingan kapasitas aliran air masuk turbin H_d/H untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 12° pada putaran 100 rpm. Posisi grafik lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° , 12° pada grafik Gambar 5.42b mirip dengan Gambar 5.42a. Lengkung efisiensi yang menghadap ke bawah pada grafik Gambar 5.42b lebih curam dibandingkan dengan lengkung efisiensi pada grafik Gambar 5.42a. Dalam hal ini perlu diberikan perhatian bahwa lengkung efisiensi turbin model dengan busur sembur 12° jauh lebih mendatar atau tidak securam lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° . Selanjutnya dapat dinyatakan bahwa walaupun efisiensi turbin model dengan busur sembur 12° lebih rendah dari pada lengkung efisiensi model dengan nosel berbusur sembur 75° , 90° namun efisiensi turbin model dengan busur sembur 12° lebih stabil terhadap perubahan perbandingan head



Gambar 5.42c. Grafik perbandingan karakteristik s H_d/H pada putaran 150 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 12°

Grafik Gambar 5.40c menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi terhadap perbandingan head vs H_d/H untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 12° pada putaran 150 rpm. Semua grafik lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° , 12° pada grafik Gambar 5.42c adalah melengkung ke bawah. Dalam hal ini perlu diberikan perhatian bahwa lengkung efisiensi turbin model dengan busur sembur 12° jauh di bawah dan lebih pendek dibandingkan terhadap lengkung

efisiensi model dengan 75° , 90° . Turbin model bernosel dengan busur sembur 12° beroperasi pada daerah perbandingan kapasitas yang lebih sempit dibandingkan dengan turbin model dengan nosel berbusur sembur 75° , 90° . Selanjutnya dapat dinyatakan bahwa ketiga lengkung efisiensi turbin model memiliki bentuk melengkung ke bawah, yakni, efisiensi meningkat dengan meningkatnya perbandingan head sampai nilai tertentu kemudian efisiensi menurun dengan bertambahnya perbandingan head



Gambar 5.42_d Grafik perbandingan karakteristik η s H_d/H pada putaran 250 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 12°

Grafik Gambar 5.42d menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi terhadap perbandingan head turbin H_d/H untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 12° pada putaran 250 rpm. Semua grafik lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° , 12° pada grafik Gambar 5.42d adalah melengkung ke bawah. Dalam hal ini perlu diberikan perhatian bahwa lengkung efisiensi turbin model dengan busur sembur 12° berada di bawah dan lebih pendek dibandingkan terhadap lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° . Turbin model bernosel dengan busur sembur 12° beroperasi pada daerah perbandingan kapasitas yang lebih sempit dibandingkan dengan turbin model dengan nosel berbusur sembur 75° , 90° . Perlu diperhatikan bahwa meningkatnya perbandingan H_d/H berarti juga adanya peningkatan perbandingan kapasitas Q_d/Q . Selanjutnya dapat dinyatakan bahwa ketiga lengkung

efisiensi turbin model memiliki bentuk melengkung ke bawah, yakni, efisiensi meningkat dengan meningkatnya perbandingan head ataupun perbandingan kapasitas aliran sampai nilai tertentu kemudian efisiensi menurun dengan bertambahnya perbandingan head ataupun perbandingan kapasitas aliran air masuk model



Gambar 5.42e. Grafik perbandingan karakteristik η s H_d/H pada putaran 300 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 120°

Grafik Gambar 5.42e menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi terhadap perbandingan head turbin H_d/H untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120° pada putaran 300 rpm. Semua grafik lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° , 120° pada grafik Gambar 5.42e adalah melengkung ke bawah. Dalam hal ini perlu diberikan perhatian bahwa lengkung efisiensi dari turbin model berbusur sembur 75° dan 90° saling berpotongan dan saling berhimpitan dan berada pada kisaran perbandingan kapasitas aliran air yang hampir sama. Grafik pada gambar 5.42e menunjukkan bahwa grafik untuk model turbin dengan nosel berbusur sembur 75° dan model turbin dengan nosel berbusur sembur 120° memiliki kurva yang lebih curam dibandingkan dengan grafik untuk model turbin dengan nosel berbusur sembur 90° . Dengan demikian dapat dinyatakan bahwa turbin model dengan nosel berbusur sembur 90° memiliki karakter yang lebih handal dibandingkan dengan dua turbin model yang lain pada pengoperasian perbandingan head antara 0,3 hingga 0,7.

Selanjutnya dapat dinyatakan bahwa ketiga lengkung efisiensi turbin model memiliki

bentuk melengkung ke bawah, atau dengan kata lain, efisiensi turbin menurun dengan meningkatnya perbandingan head operasi H_d terhadap head disain H .



Gambar 5.42_f. Grafik perbandingan karakteristik η s H_d/H pada putaran 500 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 120°

Grafik Gambar 5.40f menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi terhadap perbandingan head turbin H_d/H untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120° pada putaran 500 rpm. Semua grafik lengkung efisiensi model dengan 75° , 90° , 120° pada grafik Gambar 5.42_f adalah melengkung ke bawah. Dalam hal ini perlu diberikan perhatian bahwa lengkung efisiensi dari ketiga turbin model saling berhimpitan dan berada pada kisaran perbandingan head yang hampir sama. Berdasarkan gambar dapat dinyatakan bahwa ketiga lengkung efisiensi turbin model memiliki bentuk melengkung ke bawah, yakni, efisiensi menurun dengan meningkatnya perbandingan head.

Gambar 5.42_{a-f} menunjukkan grafik grafik perbandingan hubungan antara efisiensi terhadap perbandingan head H_d/H untuk beberapa variasi putaran roda turbin dengan busur sembur 75° , 90° dan 120° . Grafik grafik tersebut menunjukkan bahwa perbedaan busur sembur memberikan perbedaan capaian efisiensi, dimana roda turbin dengan nosel berbusur sembur 75° dan 90° memiliki efisiensi yang lebih tinggi dibandingkan terhadap roda turbin dengan nosel berbusur sembur 120° . Gambar 5.42_a dan 5.42_b menunjukkan bahwa efisiensi ketiga model turbin naik dengan bertambahnya nilai perbandingan head H_d/H pada pengoperasian turbin 50 dan 100 rpm. Gambar 5.42_c menunjukkan bahwa pada

putaran operasi 150 rpm efisiensi ketiga model turbin naik kemudian turun lagi seiring dengan naiknya perbandingan head H_d/H . Gambar grafik 5.42_d sampai dengan 5.42_f menunjukkan bahwa efisiensi ketiga model turbin turun dengan bertambahnya nilai perbandingan head H_d/H pada pengoperasian turbin 250, 300 dan 500 rpm. Perlu ditegaskan bahwa pengoperasian ketiga model uji pada putaran roda turbin 250, 300 dan 500 rpm (di atas putaran desain) terjadi pada perbandingan head antara 0,2 sampai dengan 0,4. Dengan demikian dapat disimpulkan bahwa pengoperasian turbin pada head antara 2,5 sampai 5 kali head desain akan memiliki efisiensi tinggi bila bekerja pada putaran antara 2 sampai 3 kali putaran desain (250, 300 dan 500 rpm). Kondisi ini harus diperhatikan bagi desainer pembangkit listrik tenaga air yang menggunakan turbin arus lintang dalam menentukan spesifikasi transmisi daya dan pemilihan putaran generator.

5.5.7 Perbandingan Hasil Uji dari Ketiga Model mengenai Hubungan antara Efisiensi Turbin terhadap Perbandingan Kecepatan (η Vs U/V)



Gambar 5.43_a Grafik perbandingan karakteristik η vs U/V pada putaran 50 rpm.

Untuk turbin model dengan 75° , 90° , 120°

Grafik Gambar 5.43_a menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi η terhadap perbandingan kecepatan U/V untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120° pada putaran 50 rpm. Pada grafik Gambar 5.43_a terlihat bahwa model berbusur sembur 90° menunjukkan efisiensi yang tertinggi kemudian diikuti oleh model berbusur sembur 75° dan yang terakhir model berbusur sembur 120° dengan efisiensi yang paling rendah. Walaupun demikian milik model berbusur sembur 120° memiliki lengkung efisiensi yang lebih mendarat dibandingkan dengan



lengkung efisiensi dua model yang lain. Karakteristik model berbusur sembur 75° sangat dekat dengan karakteristik model berbusur sembur 90°. Berdasar grafik 5.43a pada operasi kecepatan rendah, efisiensi tertinggi sekitar 60% dicapai model dengan nosel berbusur sembur 90° pada perbandingan kecepatan U/V sekitar 0,225.



Gambar 5.43_b Grafik perbandingan karakteristik η vs U/V pada putaran 100 rpm. Untuk turbin model dengan 75°, 90°, 120°

Grafik Gambar 5.43b menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi η terhadap perbandingan kecepatan U/V untuk turbin model dengan busur sembur 75°, 90°, 120° pada putaran 100 rpm. Pada grafik Gambar 5.43b terlihat bahwa model berbusur sembur 90° menunjukkan efisiensi yang tertinggi kemudian diikuti oleh model berbusur sembur 75° dan yang terakhir dengan efisiensi yang paling rendah serta lengkung yang lebih mendatar adalah lengkung efisiensi milik model berbusur sembur 120°. Karakteristik model berbusur sembur 75° sangat dekat dengan karakteristik model berbusur sembur 90°. Berdasar grafik 5.43b pada operasi kecepatan rendah efisiensi tertinggi sekitar 60% dicapai model dengan nosel berbusur sembur 75° dan 90° pada perbandingan kecepatan U/V sekitar 0,48



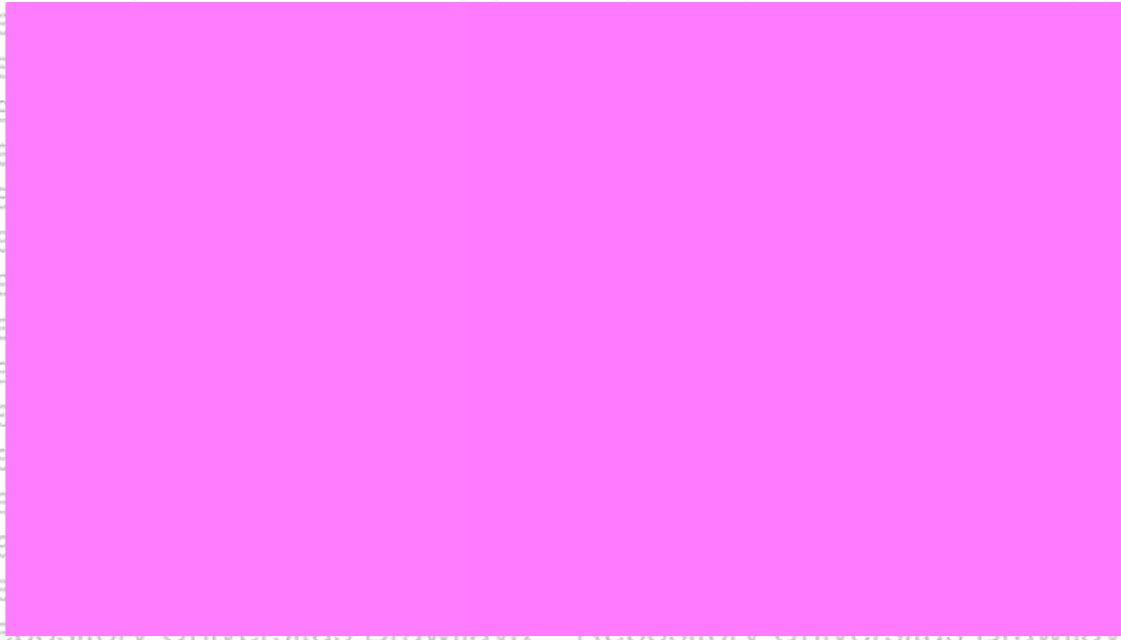
Gambar 5.43c. Grafik perbandingan karakteristik η vs U/V pada putaran 150 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 120°

Grafik Gambar 5.43c menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi η terhadap perbandingan kecepatan U/V untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120° pada putaran 150 rpm. Grafik Gambar 5.43c memperlihatkan bahwa model berbusur sembur 75° dan 90° menunjukkan lengkung efisiensi yang saling berpotongan kemudian diikuti oleh model berbusur sembur 120° dengan efisiensi yang paling rendah. Efisiensi tertinggi yang dicapai turbin dengan nosel berbusur sembur 75° adalah 90 persen pada U/V sekitar 0,48. Efisiensi tertinggi yang dicapai turbin dengan nosel berbusur sembur 90° adalah 88 persen pada U/V sekitar 0,56. Efisiensi tertinggi yang dicapai turbin dengan nosel berbusur sembur 120° adalah 58 persen pada U/V sekitar 0,40 . Karakteristik model berbusur sembur 75° sangat dekat dengan karakteristik model berbusur sembur 90° . Berdasarkan grafik 5.43c pada operasi kecepatan desain 150 rpm efisiensi tertinggi sekitar 90% yang dicapai model dengan nosel berbusur sembur 75° pada perbandingan kecepatan U/V sekitar 0,48.



Gambar 5.43d. Grafik perbandingan karakteristik η vs U/V pada putaran 250 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 120°

Grafik Gambar 5.43d menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi η terhadap perbandingan kecepatan U/V untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120° pada putaran 250 rpm. Grafik Gambar 5.43d memperlihatkan bahwa model berbusur sembur 75° , 90° dan 120° semuanya menunjukkan lengkung efisiensi melengkung ke bawah, dimana efisiensi naik dengan naiknya perbandingan kecepatan U/V sampai suatu harga tertentu kemudian efisiensi menurun sementara perbandingan kecepatan tetap bertambah. Efisiensi tertinggi yang dicapai turbin dengan nosel berbusur sembur 75° adalah 82 persen pada U/V sekitar 0,48. Efisiensi tertinggi yang dicapai turbin dengan nosel berbusur sembur 90° adalah 85 persen pada U/V sekitar 0,52. Efisiensi tertinggi yang dicapai turbin dengan nosel berbusur sembur 120° adalah 70 persen pada U/V sekitar 0,48. Karakteristik model berbusur sembur 75° sangat dekat dengan karakteristik turbin model berbusur sembur 90° . Berdasar grafik 5.43d pada operasi kecepatan 250 rpm efisiensi tertinggi sekitar 85% yang dicapai model dengan nosel berbusur sembur 90° pada perbandingan kecepatan U/V sekitar 0,52.



Gambar 5.43e. Grafik perbandingan karakteristik η vs U/V pada putaran 300 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 120° .

Grafik Gambar 5.43e menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi η terhadap perbandingan kecepatan U/V untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120° pada putaran 300 rpm. Grafik Gambar 5.43e memperlihatkan bahwa model berbusur sembur 75° , 90° dan 120° semuanya menunjukkan lengkung efisiensi melengkung ke bawah, dimana efisiensi naik dengan naiknya perbandingan kecepatan U/V sampai suatu harga tertentu kemudian efisiensi menurun sementara perbandingan kecepatan tetap bertambah. Efisiensi tertinggi yang dicapai turbin dengan nosel berbusur sembur 75° adalah 82 persen pada U/V sekitar 0,58. Efisiensi tertinggi yang dicapai turbin dengan nosel berbusur sembur 90° adalah 88 persen pada U/V sekitar 0,6. Efisiensi tertinggi yang dicapai turbin dengan nosel berbusur sembur 120° adalah 77 persen pada U/V sekitar 0,4. Karakteristik model berbusur sembur 75° sangat dekat dengan karakteristik turbin model berbusur sembur 90° . Berdasar grafik 5.43d pada operasi kecepatan 300 rpm efisiensi tertinggi sekitar 88% yang dicapai model dengan nosel berbusur sembur 90° pada perbandingan kecepatan U/V sekitar 0,6.



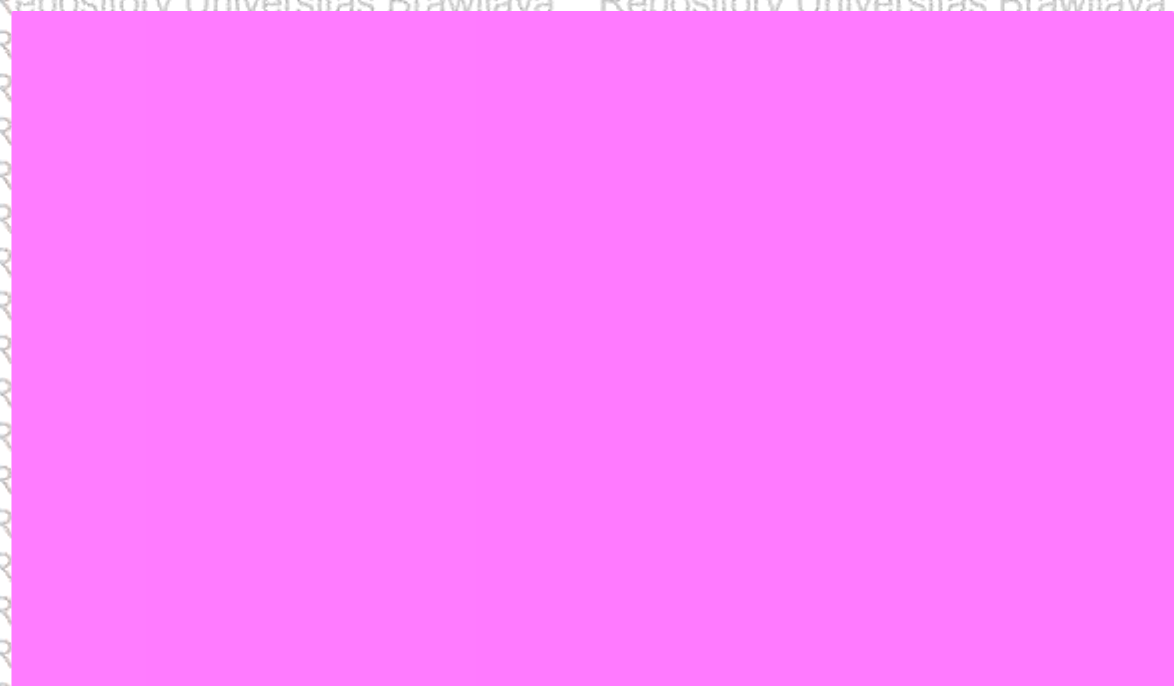
Gambar 5.43_f Grafik perbandingan karakteristik η vs U/V pada putaran 500 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 120°

Grafik Gambar 5.43_f menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi η terhadap perbandingan kecepatan U/V untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120° pada putaran 500 rpm. Grafik Gambar 5.43_f memperlihatkan bahwa model berbusur sembur 75° , 90° dan 120° semuanya menunjukkan lengkung efisiensi melengkung ke bawah, dimana efisiensi naik dengan naiknya perbandingan kecepatan U/V sampai suatu harga tertentu kemudian efisiensi menurun sementara perbandingan kecepatan tetap bertambah. Efisiensi tertinggi yang dicapai turbin dengan nosel berbusur sembur 75° adalah 80 persen pada U/V sekitar 0,65. Efisiensi tertinggi yang dicapai turbin dengan nosel berbusur sembur 90° adalah 75 persen pada U/V sekitar 0,65. Efisiensi tertinggi yang dicapai turbin dengan nosel berbusur sembur 120° adalah 65 persen pada U/V sekitar 0,65. Karakteristik model berbusur sembur 75° sangat dekat dengan karakteristik turbin model berbusur sembur 90° . Berdasarkan grafik 5.43_f pada operasi kecepatan 500 rpm, efisiensi tertinggi sekitar 75% yang dicapai model dengan nosel berbusur sembur 75° dan 90° pada perbandingan kecepatan U/V sekitar 0,65.

Gambar 5.43_{a-f} menunjukkan grafik grafik perbandingan hubungan antara efisiensi terhadap perbandingan kecepatan U/V untuk beberapa variasi putaran roda turbin dengan busur sembur 75° , 90° dan 120° . Grafik grafik tersebut menunjukkan bahwa perbedaan busur sembur nosel menyebabkan perbedaan capaian efisiensi maksimum

untuk berbagai perbandingan kecepatan U/V dan putaran roda turbin. Pada umumnya efisiensi turbin meningkat sampai harga tertentu kemudian menurun lagi dengan meningkatnya perbandingan kecepatan, dengan catatan turbin dengan nosel berbusur sembur 75° dan 90° menunjukkan capaian efisiensi yang lebih tinggi dari efisiensi yang dicapai oleh turbin berbusur sembur 120° . Selanjutnya berdsarkan Gambar 5.43_{a-f} dapat disarikan bahwa semakin tinggi putaran roda turbin maka pencapaian efisiensi maksimum pada nilai perbandingan kecepatan U/V yang semakin tinggi. Untuk putaran roda turbin 300 rpm ke bawah efisiensi maksimum dicapai pada U/V sekitar 0,5, sedangkan untuk putaran roda turbin 500 rpm efisiensi maksimum dicapai pada U/V sama dengan 0,65. Dengan demikian dapat disampaikan bahwa untuk putaran operasi di bawah 200 persen putaran desain efisiensi maksimum terjadi pada perbandingan kecepatan dibawah 0,5, sedangkan pengoperasian turbin di atas 200 persen putaran desain efisiensi maksimum terjadi pada perbandingan kecepatan 0,65.

5.5.8 Perbandingan Hasil Uji dari Ketiga Model mengenai Hubungan antara Efisiensi Turbin terhadap Bangkitan Daya Poros (



Gambar 5.44_a Grafik perbandingan karakteristik η vs BHP pada putaran 50 rpm untuk turbin model dengan 0° , 9° , 12°

Grafik Gambar 5.44_a menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi η terhadap bangkitan daya poros BHP untuk turbin model dengan busur sembur 0° , 9° , 12° pada putaran 50 rpm. Grafik Gambar 5.44_a memperlihatkan



bahwa model berbusur sembur 90° , 9° dan 12° semuanya menunjukkan lengkung efisiensi melengkung ke atas, dimana efisiensi menurun dengan naiknya bangkitan daya. Untuk berbagai bangkitan daya urutan capaian efisiensi adalah turbin dengan nosel berbusur sembur 9° , turbin dengan nosel berbusur sembur 0° dan turbin dengan nosel berbusur sembur 12° . Efisiensi operasi sekitar 36 persen dicapai oleh turbin bernosel 9° pada BHP = 20 Watt, 30 persen dicapai oleh turbin bernosel 0° pada BHP = 20 Watt dan 19 persen dicapai oleh turbin bernosel 12° pada BHP = 20 Watt.



Gambar 5.44_b Grafik perbandingan karakteristik η vs BHP pada putaran 100 rpm untuk turbin model dengan 75° , 90° , 120°

Grafik Gambar 5.44_b menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi η terhadap bangkitan daya poros BHP untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120° pada putaran 100 rpm. Grafik Gambar 5.44_b memperlihatkan bahwa model berbusur sembur 75° , 90° dan 120° semuanya menunjukkan lengkung efisiensi melengkung ke atas, dimana efisiensi menurun dengan naiknya bangkitan daya. Untuk berbagai bangkitan daya urutan capaian efisiensi adalah turbin dengan nosel berbusur sembur 90° , turbin dengan nosel berbusur sembur 75° dan turbin dengan nosel berbusur sembur 120° . Efisiensi maksimum sekitar 72 persen dicapai oleh turbin bernosel 9° pada BHP = 20 Watt, 70 persen dicapai oleh turbin bernosel 75° pada BHP = 20 Watt dan 38 persen dicapai oleh turbin bernosel 120° pada BHP = 20 Watt.



Gambar 5.44c. Grafik perbandingan karakteristik η vs BHP pada putaran 150 rpm untuk turbin model dengan 75° , 90° , 120° .

Grafik Gambar 5.44c menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi η terhadap bangkitan daya poros BHP untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120° pada putaran 150 rpm. Grafik Gambar 5.44c memperlihatkan bahwa model berbusur sembur 75° , 90° dan 120° semuanya menunjukkan lengkung efisiensi melengkung ke bawah, dimana efisiensi menurun dengan naiknya bangkitan daya. Untuk berbagai bangkitan daya urutan capaian efisiensi adalah turbin dengan nosel berbusur sembur 90° , turbin dengan nosel berbusur sembur 75° dan turbin dengan nosel berbusur sembur 120° . Efisiensi sekitar 78 persen dicapai oleh turbin bernosel 90° pada BHP = 60 Watt, 78 persen dicapai oleh turbin bernosel 75° pada BHP = 60 Watt dan 52 persen dicapai oleh turbin bernosel 120° pada BHP = 60 Watt. Sedangkan pada bangkitan daya sebesar 40 Watt, urutan capaian efisiensi adalah turbin bernosel 75° dengan efisiensi 86 persen, turbin bernosel 90° dengan efisiensi 84 persen, dan turbin bernosel 120° dengan efisiensi 53 persen.



Gambar 5.44_d Grafik perbandingan karakteristik η vs BHP pada putaran 250 rpm untuk turbin model dengan 75° , 90° , 12° .

Grafik Gambar 5.44_d menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi terhadap bangkitan daya poros BH untuk turbin model dengan busur sembur 9° , 9° , 12° pada putaran 250 rpm. Grafik Gambar 5.44_d memperlihatkan bahwa model berbusur sembur 9° , 9° dan 12° semuanya menunjukkan lengkung efisiensi melengkung ke bawah, dimana efisiensi menurun dengan naiknya bangkitan daya. Untuk berbagai bangkitan daya urutan capaian efisiensi adalah turbin dengan nosel berbusur sembur 9° , turbin dengan nosel berbusur sembur 9° dan turbin dengan nosel berbusur sembur 12° . Efisiensi maksimum sekitar 94 persen diapai oleh turbin bernosel 9° pada BHP = 180 Watt, 92 persen dicapai oleh turbin bernosel 9° pada BH = 24 att dan 4 persen diapai oleh turbin bernosel 120° pada BHP = 240 Watt.



Gambar 5.44. Grafik perbandingan karakteristik η vs BHP pada putaran 300 rpm untuk turbin model dengan 75° , 90° , 120°

Grafik Gambar 5.44. menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi η terhadap bangkitan daya poros BHP untuk turbin model dengan busur sembur 0° , 9° , 12° pada putaran 300 rpm. Grafik Gambar 5.44. memperlihatkan bahwa model berbusur sembur 0° , 9° dan 12° semuanya menunjukkan lengkung efisiensi melengkung ke bawah. Efisiensi naik dengan naiknya daya bangkitan selanjutnya efisiensi menurun sementara daya terus naik. Efisiensi maksimum sekitar 93 persen dicapai oleh turbin bernosel 75° pada BHP = 200 Watt, 92 persen dicapai oleh turbin bernosel 90° pada BHP = 240 Watt dan 83 persen dicapai oleh turbin bernosel 120° pada BHP = 260 Watt.



Gambar 5.44_f Grafik perbandingan karakteristik η vs BHP pada putaran 500 rpm, untuk turbin model dengan 75° , 90° , 12°

Grafik Gambar 5.44_f menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi η terhadap bangkitan daya poros BHP untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 12° pada putaran 500 rpm. Grafik Gambar 5.44_f memperlihatkan bahwa model berbusur sembur 75° , 90° dan 12° semuanya menunjukkan lengkung efisiensi melengkung ke bawah. Efisiensi naik dengan naiknya daya bangkitan selanjutnya efisiensi menurun sementara daya terus naik. Efisiensi maksimum sekitar 81 persen dicapai oleh turbin bernosel 90° pada BHP = 260 Watt, 80 persen dicapai oleh turbin bernosel 75° pada BHP = 300 Watt dan 68 persen dicapai oleh turbin bernosel 120° pada BHP = 240 Watt.

Gambar 5.44_{a-f} menunjukkan grafik grafik perbandingan hubungan antara efisiensi terhadap bangkitan daya poros untuk beberapa variasi putaran roda turbin dengan busur sembur 75° , 90° dan 120° . Grafik grafik tersebut menunjukkan bahwa roda turbin berbusur sembur 75° dan 90° memiliki efisiensi yang lebih tinggi dibandingkan dengan efisiensi yang dimiliki oleh roda turbin berbusur sembur 120° . Kurva efisiensi terhadap bangkitan daya poros berbentuk cekung untuk putaran roda turbin 50 dan 100 rpm dan berbentuk cembung untuk putaran roda turbin 150, 250, 300 dan 500 rpm Berdasarkan grafik-grafik tersebut bahwa efisiensi menurun dengan bertambahnya bangkitan daya turbin untuk putaran 50, 100 dan 150 rpm. Sedangkan efisiensi naik sampai pada nilai tertentu kemudian menurun seiring dengan kenaikan bangkitan daya poros turbin untuk putaran roda turbin 250, 300 dan 500 rpm.

5.45 Perbandingan Hasil Uji dari Ketiga Model mengenai Hubungan antara Efisiensi Turbin terhadap Kecepatan Spesifik ($V_s N_s$)



Gambar 5.45_a Grafik perbandingan karakteristik η vs N_s pada putaran 50 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 120°

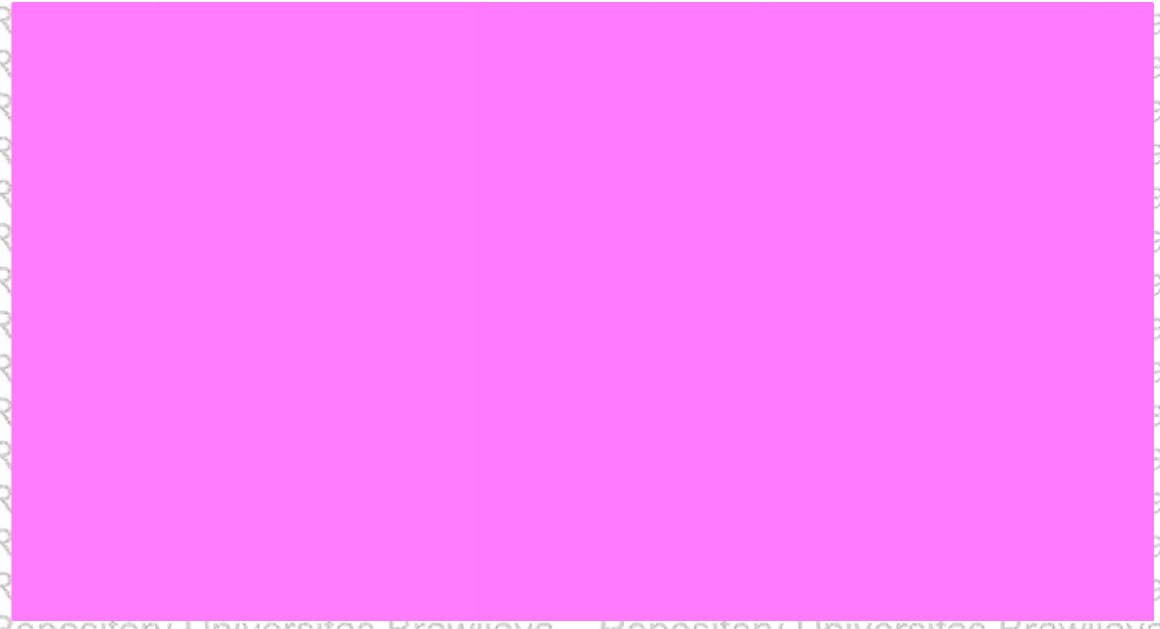
Grafik Gambar 5.45_a menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi η terhadap kecepatan spesifik N_s untuk turbin model dengan busur sembur 9° , 12° pada putaran 50 rpm. Grafik Gambar 5.45_a memperlihatkan bahwa model berbusur sembur 9° dan 12° memiliki efisiensi maksimum pada putaran spesifik yang berbeda. Efisiensi maksimum sekitar 54 persen dicapai oleh turbin bernosel 75° pada $N_s = 28$ (rpm,kW,m), 60 persen dicapai oleh turbin bernosel 90° pada $N_s = 30$ (rpm,kW,m) dan 22 persen dicapai oleh turbin bernosel 120° pada $N_s = 12$ (rpm,kW,m).



Gambar 5.45_b, Grafik perbandingan karakteristik η vs N_s pada putaran 100 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 12°

Grafik Gambar 5.45_b menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi η terhadap kecepatan spesifik N_s untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 9° , 12° pada putaran 100 rpm. Grafik Gambar 5.45_b memperlihatkan bahwa model berbusur sembur 9° dan 12° memiliki efisiensi maksimum pada putaran spesifik yang berbeda. Efisiensi maksimum sekitar 82 persen dicapai oleh turbin bernosel 75° pada $N_s = 64$ (rpm,kW,m), 92 persen dicapai oleh turbin bernosel 90° pada $N_s = 64$ (rpm,kW,m) dan 26 persen dicapai oleh turbin bernosel 120° pada $N_s = 40$ (rpm,kW,m).





Gambar 5.45c. Grafik perbandingan karakteristik η vs N_s pada putaran 150 rpm. untuk turbin model dengan 0° , 9° , 12°

Grafik Gambar 5.45c menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi η terhadap kecepatan spesifik N_s untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 9° , 12° pada putaran 150 rpm. Grafik Gambar 5.45c memperlihatkan bahwa model berbusur sembur 0° , 9° dan 12° memiliki efisiensi maksimum pada putaran spesifik yang berbeda. Efisiensi maksimum sekitar 90 persen dicapai oleh turbin bernosel 0° pada $N_s = 64$ (rpm,kW,m), 88 persen dicapai oleh turbin bernosel 9° pada $N_s = 82$ (rpm,kW,m) dan 56 persen dicapai oleh turbin bernosel 12° pada $N_s = 44$ (rpm,kW,m).





Gambar 5.45_d. Grafik perbandingan karakteristik η vs N_s pada putaran 250 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 9° , 12°

Grafik Gambar 5.45_d menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi η terhadap kecepatan spesifik N_s untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 9° , 12° pada putaran 250 rpm. Grafik Gambar 5.45_c memperlihatkan bahwa model berbusur sembur 75° , 9° dan 12° memiliki efisiensi maksimum pada putaran spesifik yang berbeda. Efisiensi maksimum sekitar 92 persen dicapai oleh turbin bernosel 9° pada $N_s = 70$ (rpm,kW,m), 82 persen dicapai oleh turbin bernosel 75° pada $N_s = 80$ (rpm,kW,m) dan 4 persen di apai oleh turbin bernosel 12° pada $N_s = 60$ (rpm,kW,m)



Gambar 5.45. Grafik perbandingan karakteristik η vs N_s pada putaran 300 rpm untuk turbin model dengan 75° , 90° , 120°

Grafik Gambar 5.45 menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi η terhadap kecepatan spesifik N_s untuk turbin model dengan busur sembur $= 75^\circ$, 90° , 120° pada putaran 300 rpm. Grafik Gambar 5.45 memperlihatkan bahwa model berbusur sembur 75° , 90° dan 120° memiliki efisiensi maksimum pada putaran spesifik yang berbeda. Efisiensi maksimum sekitar 92 persen dicapai oleh turbin bernosel 75° pada $N_s = 80$ (rpm,kW,m), 88 persen dicapai oleh turbin bernosel 90° pada $N_s = 80$ (rpm,kW,m) dan 78 persen dicapai oleh turbin bernosel 120° pada $N_s = 74$ (rpm,kW,m)



Gambar 5.45_f. Grafik perbandingan karakteristik η vs N_s pada putaran 500 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 120°

Grafik Gambar 5.45_f menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi η terhadap kecepatan spesifik N_s untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120° pada putaran 500 rpm. Grafik Gambar 5.45_c memperlihatkan bahwa model berbusur sembur 75° , 90° dan 120° memiliki efisiensi maksimum pada putaran spesifik yang berbeda. Efisiensi maksimum sekitar 80 persen dicapai oleh turbin bernosel 75° pada $N_s = 92$ (rpm,kW,m), 78 persen dicapai oleh turbin bernosel 90° pada $N_s = 92$ (rpm,kW,m) dan 62 persen dicapai oleh turbin bernosel 120° pada $N_s = 92$ (rpm,kW,m)

Gambar 5.45_{a-f} menunjukkan grafik grafik perbandingan hubungan antara efisiensi terhadap ke epanan spesifik untuk beberapa ariasi putaran roda turbin dengan busur sembur 75° , 90° dan 120° . Grafik grafik tersebut menunjukkan bahwa roda turbin berbusur sembur 75° dan 90° memiliki efisiensi yang lebih tinggi dibandingkan dengan efisiensi yang dimiliki oleh roda turbin berbusur sembur 120° . Berdasarkan grafik-grafik tersebut bahwa efisiensi meningkat dengan bertambahnya kecepatan spesifik untuk putaran roda turbin 50 dan 100 rpm, dan efisiensi meningkat kemudian turun lagi dengan mmmeningkatnya kecepatan spesifik untuk putaran roda turbin 150, 250 dan 300 rpm. Sedangkan untuk putaran roda turbin 500 rpm, .efisiensi naik sampai pada nilai tertentu kemudian menurun seiring dengan kenaikan kecepatan spesifik untuk turbin berbusur sembur 120° , dan efisiensi turbin menurun seiring dengan meningkatnya kecepatan

spesifik untuk turbin berbusur sembur 75° dan 90°. Berpedoman pada hasil pengujian ini maka dalam mendesain dan mengoperasikan turbin air arus lintang disarankan dengan kecepatan spesifik dalam daerah 40 sampai dengan 100 rpm,kW,m.

5.5.10 Perbandingan Hasil Uji dari Ketiga Model mengenai Hubungan antara



Gambar 5.46_a Grafik perbandingan karakteristik η vs n/n_{run} pada putaran 50 rpm. untuk turbin model dengan 75°, 90°, 12°

Grafik Gambar 5.46_a menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi η terhadap perbandingan putaran operasi terhadap putaran liar untuk turbin model dengan busur sembur 75°, 90°, 12° pada putaran 50 rpm. Pada Grafik Gambar 5.46_a tersebut diperlihatkan bahwa model berbusur sembur 75°, 90° dan 12° memiliki efisiensi maksimum pada perbandingan putaran operasi terhadap putaran liar (n/n_{run}) yang berbeda. Efisiensi maksimum sekitar 56 persen dicapai oleh turbin bernosel 75° pada (n/n_{run}) = 0,18, efisiensi maksimum 56 persen dicapai oleh turbin bernosel 90° pada (n/n_{run}) = 0,155 dan efisiensi maksimum 25 persen dicapai oleh turbin bernosel 12° pada (n/n_{run}) = 0,13



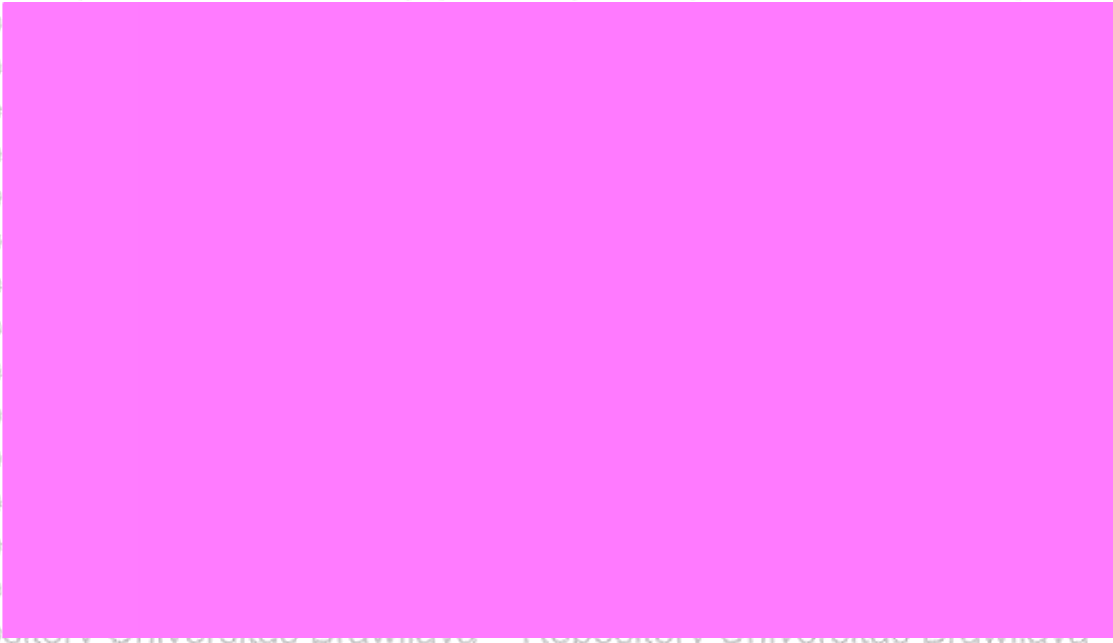
Gambar 5.46_b Grafik perbandingan karakteristik η vs n/n_{run} pada putaran 100 rpm, untuk turbin model dengan 75° , 90° , 12°

Grafik Gambar 5.46_b menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi η terhadap perbandingan putaran operasi terhadap putaran liar untuk turbin model dengan busur sembur 0° , 9° , 12° pada putaran 100 rpm. Pada Grafik Gambar 5.46_b tersebut diperlihatkan bahwa model berbusur sembur 0° , 9° dan 12° memiliki efisiensi maksimum pada perbandingan putaran operasi terhadap putaran liar (n/n_{run}) yang berbeda. Efisiensi maksimum sekitar 82 persen dicapai oleh turbin bernosel 0° pada $(n/n_{run}) = 0,36$, efisiensi maksimum 83 persen dicapai oleh turbin bernosel 9° pada $(n/n_{run}) = 0,32$ dan efisiensi maksimum 40 persen dicapai oleh turbin bernosel 12° pada $(n/n_{run}) = 0,20$



Gambar 5.46c. Grafik perbandingan karakteristik η vs n/n_{run} pada putaran 150 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 12°

Grafik Gambar 5.46c menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi η terhadap perbandingan putaran operasi terhadap putaran liar untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 9° , 12° pada putaran 150 rpm. Pada Grafik Gambar 5.46c tersebut diperlihatkan bahwa model berbusur sembur 75° , 9° dan 12° memiliki efisiensi maksimum pada perbandingan putaran operasi terhadap putaran liar (n/n_{run}) yang berbeda. Efisiensi maksimum sekitar 92 persen dicapai oleh turbin bernosel 75° pada (n/n_{run}) = 0,40 , efisiensi maksimum 90 persen dicapai oleh turbin bernosel 9° pada (n/n_{run}) = 0,38 dan efisiensi maksimum 58 persen dicapai oleh turbin bernosel 12° pada (n/n_{run}) = 0,28



Gambar 5.46_d Grafik perbandingan karakteristik η vs n/n_{run} pada putaran 250 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 12°

Grafik Gambar 5.46_d menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi η terhadap perbandingan putaran operasi terhadap putaran liar untuk turbin model dengan busur sembur 0° , 9° , 12° pada putaran 250 rpm. Pada Grafik Gambar 5.46_d tersebut diperlihatkan bahwa model berbusur sembur 0° , 9° dan 12° memiliki efisiensi maksimum pada perbandingan putaran operasi terhadap putaran liar (n/n_{run}) yang berbeda. Efisiensi maksimum sekitar 84 persen dicapai oleh turbin bernosel 0° pada $(n/n_{run}) = 0,25$, efisiensi maksimum 88 persen dicapai oleh turbin bernosel 9° pada $(n/n_{run}) = 0,4$ dan efisiensi maksimum 70 persen dicapai oleh turbin bernosel 12° pada $(n/n_{run}) = 0,31$



Gambar 5.46e. Grafik perbandingan karakteristik η vs n/n_{run} pada putaran 300 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 12°

Grafik Gambar 5.46e menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi η terhadap perbandingan putaran operasi terhadap putaran liar untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 12° pada putaran 300 rpm. Pada Grafik Gambar 5.46e tersebut diperlihatkan bahwa model berbusur sembur 75° , 90° dan 12° memiliki efisiensi maksimum pada perbandingan putaran operasi terhadap putaran liar (n/n_{run}) yang berbeda. Efisiensi maksimum sekitar 82 persen dicapai oleh turbin bernosel 75° pada (n/n_{run}) = 0,40 , efisiensi maksimum 88 persen dicapai oleh turbin bernosel 90° pada (n/n_{run}) = 0,40 dan efisiensi maksimum 76 persen dicapai oleh turbin bernosel 12° pada (n/n_{run}) = 0,30





Gambar 5.46_f Grafik perbandingan karakteristik η vs n/n_{run} pada putaran 500 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 12° .

Grafik Gambar 5.46_f menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara efisiensi η terhadap perbandingan putaran operasi terhadap putaran liar untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 9° , 12° pada putaran 500 rpm. Pada Grafik Gambar 5.46_f tersebut diperlihatkan bahwa model berbusur sembur 75° , 9° dan 12° memiliki efisiensi maksimum pada perbandingan putaran operasi terhadap putaran liar (n/n_{run}) yang berbeda. Efisiensi maksimum sekitar 76 persen dicapai oleh turbin bernosel 75° pada $(n/n_{run}) = 0,50$, efisiensi maksimum 78 persen dicapai oleh turbin bernosel 9° pada $(n/n_{run}) = 0,50$ dan efisiensi maksimum 67 persen dicapai oleh turbin bernosel 12° pada $(n/n_{run}) = 0,50$.

Gambar 5.46_{a-f} menunjukkan grafik-grafik perbandingan karakteristik η vs n/n_{run} pada berbagai putaran operasi turbin air arus lintang untuk busur sembur 75° , 90° dan 12° . Grafik grafik tersebut menunjukkan bahwa roda turbin berbusur sembur 75° dan 90° memiliki efisiensi yang lebih tinggi dibandingkan dengan efisiensi yang dimiliki oleh roda turbin berbusur sembur 120° . Menurut kurva efisiensi terhadap perbandingan putaran operasi terhadap putaran liar untuk putaran roda turbin 50 dan 100 rpm Gambar 5.46_{a-b} bahwa efisiensi turbin naik dengan naiknya perbandingan putaran operasi terhadap putaran liar. Untuk putaran roda turbin 150, 250 dan 300 rpm Gambar 5.46_{c-e} menunjukkan bahwa efisiensi naik sampai pada nilai tertentu kemudian turun seiring dengan bertambahnya perbandingan putaran operasi terhadap putaran liar. Sedangkan Gambar 5.46_f menunjukkan bahwa pada putaran roda turbin 500 rpm efisiensi

menurun dengan naiknya perbandingan putaran operasi terhadap putaran liar. Berpedoman pada hasil pengujian ini maka dalam mengoperasikan turbin air arus lintang disarankan berada dalam kisaran perbandingan putaran operasi terhadap putaran liar 0.25 sampai dengan 0.5. Hal ini sangat disarankan sehingga poros roda turbin masih berada pada kondisi jauh dari lendutan maksimum, dimana lendutan maksimum terjadi pada putaran kritis.

5.5.11 Perbandingan Hasil Uji dari Ketiga Model mengenai Hubungan Daya Bangkitan terhadap Perbandingan Kecepatan (BHP Vs U/V)



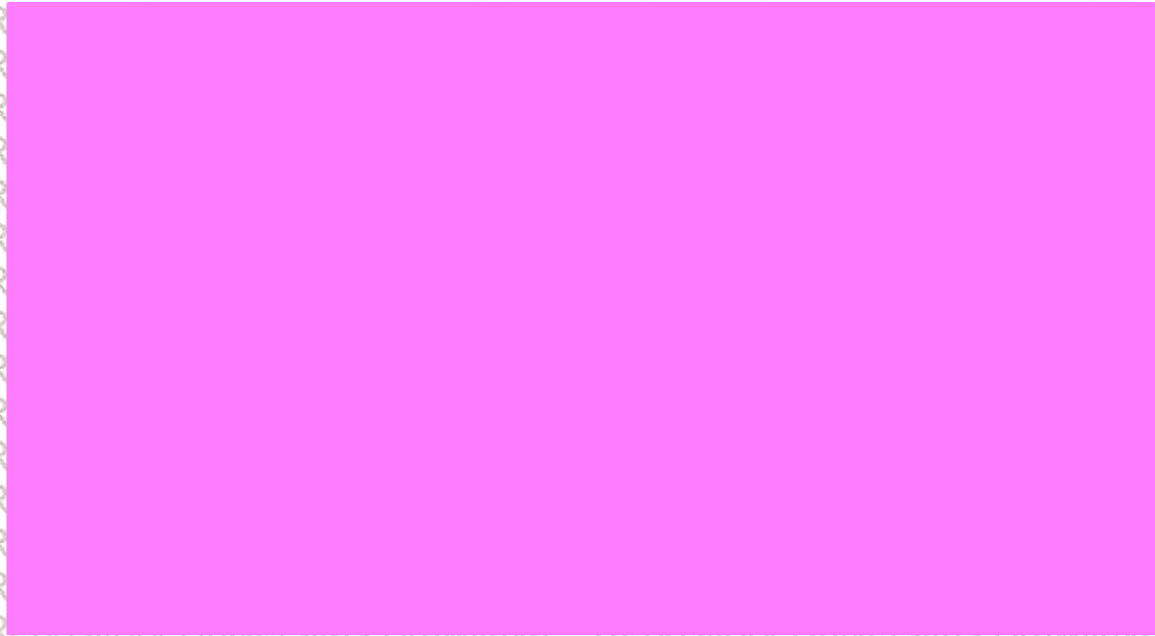
Gambar 5.47_a Grafik perbandingan karakteristik BHP vs U/V pada putaran 50 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 120°

Grafik Gambar 5.47_a menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara bangkitan daya poros BHP terhadap perbandingan kecepatan U/V untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120° pada putaran 50 rpm. Pada grafik Gambar 5.47_a terlihat bahwa model berbusur sembur 75° menunjukkan bangkitan daya yang tertinggi kemudian diikuti oleh model berbusur sembur 90° dan yang terakhir dengan bangkitan daya yang paling rendah adalah model berbusur sembur 120° . Pada putaran 50 rpm bangkitan daya tertinggi dari ketiga model terletak pada nilai $U/V = 0,06$



Gambar 5.47_b Grafik perbandingan karakteristik BHP vs U/V pada putaran 100 rpm. untuk turbin model dengan 75⁰, 90⁰, 120⁰

Gambar 5.47_b menunjukkan grafik hubungan antara daya bangkitan poros (BHP) terhadap perbandingan kecepatan (U/V). pada putaran poros turbin 100 rpm. Untuk U/V yang sama turbin model dengan nosel berbusur sembur nosel 75 dan 90 derajat menunjukkan unjuk kerja yang saling berdekatan sedangkan turbin model dengan nosel berbusur sembur 120 derajat menunjukkan prestasi yang lebih rendah dari dua turbin model yang lain. Kenaikan nilai U/V dikarenakan adanya pengurangan kecepatan air masuk turbin yang diakibatkan pengurangan head turbin atau kapasitas aliran air masuk turbin akan menyebabkan turunnya bangkitan daya poros. Hal ini dapat dengan mudah dipahami, karena kenaikan nilai U/V adalah efek dari pengurangan masukan energi air yang tentunya berakibat terhadap menurunnya energi bangkitan sistem atau dalam hal ini bangkitan daya pada poros turbin. Grafik Gambar 5.47b menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara bangkitan daya poros BHP terhadap perbandingan kecepatan U/V untuk turbin model dengan busur sembur 75⁰, 90⁰, 120⁰ pada putaran 100 rpm. Pada grafik Gambar 5.47b terlihat bahwa model berbusur sembur 75⁰ menunjukkan bangkitan daya yang tertinggi kemudian diikuti oleh model berbusur sembur 90⁰ dan yang terakhir dengan bangkitan daya yang paling rendah adalah model berbusur sembur 120⁰. Pada putaran 100 rpm bangkitan daya tertinggi dari ketiga model terletak pada nilai $U/V = 0,15$



Gambar 5.47c. Grafik perbandingan karakteristik BHP vs U/V pada putaran 150 rpm. untuk turbin model dengan 75°, 90°, 120°

Grafik Gambar 5.47c menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara bangkitan daya poros BHP terhadap perbandingan kecepatan U/V untuk turbin model dengan busur sembur 75°, 90°, 120° pada putaran 150 rpm. Pada grafik Gambar 5.47c terlihat bahwa model berbusur sembur 75° menunjukkan bangkitan daya yang tertinggi kemudian diikuti oleh model berbusur sembur 90° dan yang terakhir adalah model berbusur sembur 120° dengan bangkitan daya yang paling rendah. Pada putaran 150 rpm bangkitan daya tertinggi dari ketiga model terletak pada nilai $U/V = 0,22$





Gambar 5.47d Grafik perbandingan karakteristik BHP vs U/V pada putaran 250 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 120°

Grafik Gambar 5.47d menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara bangkitan daya poros BHP terhadap perbandingan kecepatan U/V untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120° pada putaran 250 rpm. Pada grafik

Gambar 5.47d terlihat bahwa model berbusur sembur 75° menunjukkan bangkitan daya yang tertinggi kemudian diikuti oleh model berbusur sembur 90° dan yang terakhir dengan bangkitan daya yang paling rendah adalah model berbusur sembur 120° . Pada putaran 250 rpm bangkitan daya tertinggi dari ketiga model terletak pada nilai $U/V = 0,34$



Gambar 5.47e. Grafik perbandingan karakteristik BHP vs U/V pada putaran 300 rpm. untuk turbin model dengan 75°, 90°, 120°

Grafik Gambar 5.47e menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara bangkitan daya poros BHP terhadap perbandingan kecepatan U/V untuk turbin model dengan busur sembur 75°, 90°, 120° pada putaran 300 rpm. Pada grafik Gambar 5.47e terlihat bahwa model berbusur sembur 75° menunjukkan bangkitan daya yang tertinggi kemudian diikuti oleh model berbusur sembur 90° dan yang terakhir dengan bangkitan daya yang paling rendah adalah model berbusur sembur 120°. Pada putaran 300 rpm bangkitan daya tertinggi dari ketiga model terletak pada nilai $U/V = 0,4$





Gambar 5.47_f Grafik perbandingan karakteristik BHP vs U/V pada putaran 500 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 120°

Grafik Gambar 5.47_f menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara bangkitan daya poros BHP terhadap perbandingan kecepatan U/V untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120° pada putaran 500 rpm. Pada grafik Gambar 5.47_f terlihat bahwa model berbusur sembur 75° menunjukkan bangkitan daya yang tertinggi kemudian diikuti oleh model berbusur sembur 90° dan yang terakhir dengan bangkitan daya yang paling rendah adalah model berbusur sembur 120° . Pada putaran 500 rpm bangkitan daya tertinggi dari ketiga model terletak pada nilai $U/V = 0,7$

Gambar 5.47_{a-f} menunjukkan grafik-grafik hubungan antara daya bangkitan (BHP) terhadap perbandingan kecepatan (U/V) untuk berbagai putaran operasi turbin air arus lintang dengan dengan besar busur sembur 75° , 90° dan 120° . Grafik grafik tersebut menunjukkan bahwa untuk putaran dan perbandingan kecepatan yang sama roda turbin berbusur sembur 75° dan 90° membangkitkan daya yang lebih besar dari yang dibangkitkan oleh roda turbin berbusur sembur 120° . Untuk semua pasangan roda turbin dan nosel, semakin tinggi putaran operasi turbin semakin tinggi perbandingan kecepatan dan semakin tinggi bangkitan daya poros. Selanjutnya perlu diperhatikan dengan seksama bahwa semakin tinggi putaran roda turbin grafik hubungan bangkitan daya terhadap U/V semakin tegak, ini berarti perubahan perbandingan kecepatan tidak secepat dengan perubahan bangkitan daya. Untuk suatu putaran yang dipilih bahwa

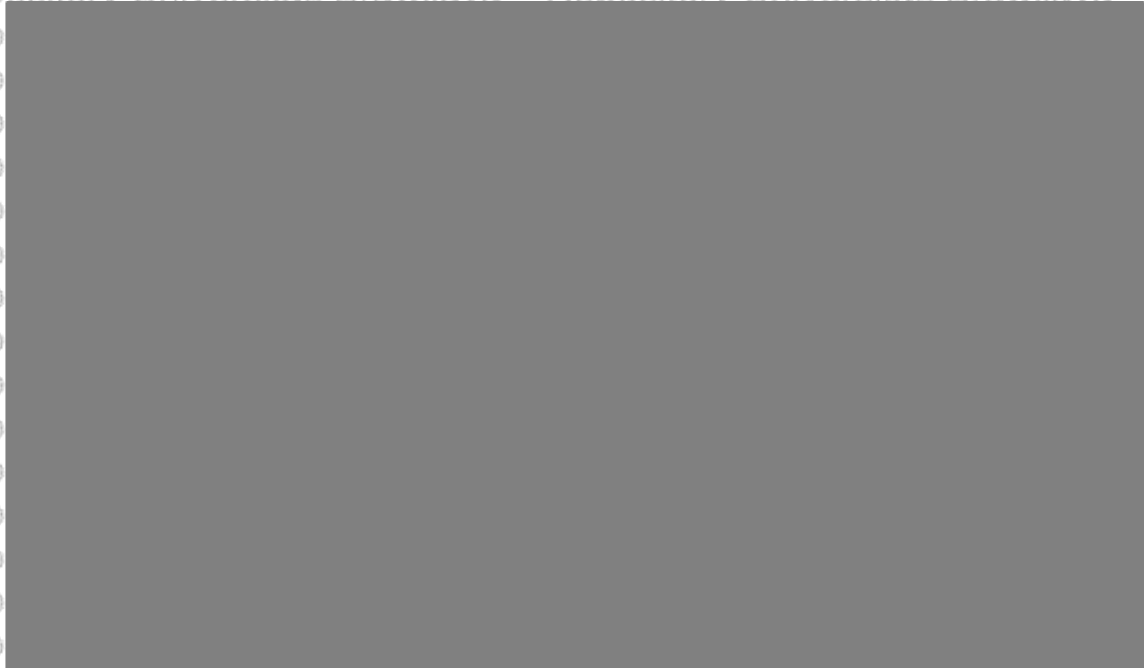
kecepatan keliling tetap tidak mengalami perubahan tetapi kecepatan pancaran air berubah dengan berubahnya kapasitas aliran air masuk turbin, dengan demikian grafik Gambar 5.37_{a-f} konsisten sejalan dengan grafik Gambar 5.47_{a-f} yang memberikan peringatan kepada operator bahwa perubahan kapasitas aliran Q atau perbandingan kecepatan U/V sangat sensitif terhadap perubahan bangkitan daya poros. Perlu diperhatikan bahwa semakin tinggi putaran turbin mengakibatkan semakin tinggi perbandingan kecepatan U/V yang menghasilkan semakin tinggi bangkitan daya maksimum yang dibangkitkan turbin.

5.5.12 Perbandingan Hasil Uji dari Ketiga Model mengenai Hubungan Kecepatan Spesifik terhadap Perbandingan Kecepatan (N_s Vs U/V)



Gambar 5.48_a Grafik perbandingan karakteristik N_s vs U/V pada putaran 50 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 120°

Grafik Gambar 5.48_a menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara Kecepatan spesifik N_s terhadap perbandingan kecepatan U/V untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120° pada putaran 50 rpm. Pada grafik Gambar 5.48_a terlihat bahwa model berbusur sembur 75° menunjukkan kecepatan spesifik yang tertinggi kemudian diikuti oleh model berbusur sembur 90° dan yang terakhir dengan kecepatan spesifik yang paling rendah adalah model berbusur sembur 120° . Pada putaran 50 rpm kecepatan spesifik tertinggi dari ketiga model terletak pada nilai $U/V = 0,24$



Gambar 5.48_b Grafik perbandingan karakteristik N_s vs U/V pada putaran 100 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 12°

Grafik Gambar 5.48_b menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara Kecepatan spesifik N_s terhadap perbandingan kecepatan U/V untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 12° pada putaran 100 rpm. Pada grafik Gambar 5.48_b terlihat bahwa model berbusur sembur 75° menunjukkan kecepatan spesifik yang tertinggi kemudian diikuti oleh model berbusur sembur 90° dan yang terakhir dengan kecepatan spesifik yang paling rendah adalah model berbusur sembur 120° . Pada putaran 100 rpm kecepatan spesifik tertinggi sekitar 70 (rpm,kW,m) dimtunjukkan oleh model dengan busur sembur 75° pada nilai $U/V = 0,45$



Gambar 5.48. Grafik perbandingan karakteristik N_s vs U/V pada putaran 150 rpm, untuk turbin model dengan 75° , 90° , 120°

Grafik Gambar 5.48. menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara Kecepatan spesifik N_s terhadap perbandingan kecepatan U/V untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120° pada putaran 150 rpm. Pada grafik Gambar 5.48. terlihat bahwa model berbusur sembur 75° menunjukkan kecepatan spesifik yang tertinggi kemudian diikuti oleh model berbusur sembur 90° dan yang terakhir dengan kecepatan spesifik yang paling rendah adalah model berbusur sembur 120° . Pada putaran 150 rpm kecepatan spesifik tertinggi sekitar 110 (rpm,kW,m) dimtunjukkan oleh model dengan busur sembur 90° pada nilai $U/V = 0,70$ dan kecepatan spesifik tertinggi sekitar 98 (rpm,kW,m) untuk model dengan busur sembur 75° pada nilai $U/V = 0,70$. Untuk model berbusur sembur 120° didapatkan kecepatan spesifik tertinggi sekitar 60 (rpm,kW,m) pada nilai $U/V = 0,55$



Gambar 5.48_d Grafik perbandingan karakteristik N_s vs U/V pada putaran 250 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 120°

Grafik Gambar 5.48_d menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara Kecepatan spesifik N_s terhadap perbandingan kecepatan U/V untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120° pada putaran 250 rpm. Pada grafik Gambar 5.48_d terlihat bahwa model berbusur sembur 90° menunjukkan kecepatan spesifik yang tertinggi kemudian diikuti oleh model berbusur sembur 75° dan yang terakhir dengan kecepatan spesifik yang paling rendah adalah model berbusur sembur 120° . Pada putaran 250 rpm kecepatan spesifik tertinggi sekitar 120 (rpm,kW,m) dimtunjukkan oleh model dengan busur sembur 90° pada nilai $U/V = 0,96$ dan kecepatan spesifik tertinggi sekitar 105 (rpm,kW,m) untuk model dengan busur sembur 75° pada nilai $U/V = 0,95$. Untuk model berbusur sembur 120° didapatkan kecepatan spesifik tertinggi sekitar 80 (rpm,kW,m) pada nilai $U/V = 0,80$



Gambar 5.48. Grafik perbandingan karakteristik N_s vs U/V pada putaran 300 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 12°

Grafik Gambar 5.48. menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara Kecepatan spesifik N_s terhadap perbandingan kecepatan U/V untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 12° pada putaran 300 rpm. Pada grafik Gambar 5.48. terlihat bahwa model bersudut busur sembur 90° menunjukkan kecepatan spesifik yang tertinggi kemudian diikuti oleh model bersudut busur sembur 75° dan yang terakhir dengan kecepatan spesifik yang paling rendah adalah model berbusur sembur 12° . Pada putaran 300 rpm kecepatan spesifik tertinggi sekitar 110 (rpm,kW,m) dimtunjukkan oleh model dengan busur sembur 90° pada nilai $U/V = 0,90$ dan kecepatan spesifik tertinggi sekitar 110 (rpm,kW,m) untuk model dengan busur sembur 75° pada nilai $U/V = 0,90$. Untuk model bersudut busur sembur 12° didapatkan kecepatan spesifik tertinggi sekitar 85 (rpm,kW,m) pada nilai $U/V = 0,70$.



50



Gambar 5.48_f. Grafik perbandingan karakteristik N_s vs U/V pada putaran 500 rpm. untuk turbin model dengan 75° , 90° , 120°

Grafik Gambar 5.48_f menunjukkan perbandingan hubungan karakteristik antara Kecepatan spesifik N_s terhadap perbandingan kecepatan U/V untuk turbin model dengan busur sembur 75° , 90° , 120° pada putaran 500 rpm. Pada grafik Gambar 5.48_d terlihat bahwa model berbusur sembur 90° menunjukkan kecepatan spesifik yang tertinggi kemudian diikuti oleh model berbusur sembur 75° dan yang terakhir dengan kecepatan spesifik yang paling rendah adalah model berbusur sembur 120° . Pada putaran 500 rpm kecepatan spesifik tertinggi sekitar 125 (rpm,kW,m) dimunjukkan oleh model dengan busur sembur 90° pada nilai $U/V = 0,95$ dan kecepatan spesifik tertinggi sekitar 115 (rpm,kW,m) untuk model dengan sudut busur sembur 75° pada nilai $U/V = 0,95$. Untuk model berbusur sembur 120° didapatkan kecepatan spesifik tertinggi sekitar 105 (rpm,kW,m) pada nilai $U/V = 0,85$

Gambar 5.48_{a-f} menunjukkan grafik-grafik hubungan antara kecepatan spesifik (N_s) terhadap perbandingan kecepatan (U/V) untuk berbagai putaran operasi turbin air arus lintang dengan busur sembur 75° , 90° dan 120° . Grafik grafik tersebut menunjukkan bahwa untuk putaran dan perbandingan kecepatan yang sama roda turbin berbusur sembur 75° dan 90° memiliki kecepatan spesifik yang lebih besar dari yang dimiliki oleh roda turbin berbusur sembur 120° . Untuk semua pasangan roda turbin dan nosel, semakin tinggi putaran operasi turbin semakin tinggi perbandingan kecepatan dan

semakin tinggi kecepatan spesifik, kecuali pada putaran 300 dan 500 rpm untuk turbin dengan busur sembur 120° kecepatan spesifik meningkat kemudian menurun lagi dengan meningkatnya perbandingan kecepatan. Di dalam mendesain turbin kedua parameter tersebut adalah parameter yang sangat penting yang harus diperhatikan bagi perancang turbin air. Hal ini dikarenakan dalam kedua parameter tersebut terlibat banyak parameter desain yakni ; putaran, kapasitas aliran, bangkitan daya, head, diameter roda turbin, kecepatan aliran masuk turbin luas penampang mulut nosel. Jadi dapat disimpulkan bahwa parameter yang berhubungan dengan input (head dan kapasitas aliran),demensi turbin (diameter roda turbin dan luas penampang mulut nosel) dan keluaran mesin (bangkitan daya dan putaran poros turbin) terikat pada parameter pada Gambar 5.48_{a-f}.

5.5.13 Hubungan Sudut Busur Sembur dan Efisiensi Maksimum.

Untuk keperluan desain berikut ini ditampilkan ekstrapolasi grafik hubungan antara sudut busur sembur terhadap efisiensi maksimum.



Gambar 5.49 ekstrapolasi grafik hubungan busur sembur terhadap efisiensi maksimum.

Mengacu Gambar 5.49 ekstrapolasi grafik hubungan busur sembur terhadap efisiensi maksimum, dapat disarankan bahwa untuk menghasilkan efisiensi konversi energi yang cukup tinggi sebaiknya turbin arus lintang didesain menggunakan nosel dengan sudut busur sembur antara 60° sampai dengan 120° . Perlu diingat bahwa besar sudut busur sembur berhubungan dengan panjang atau lebar roda turbin, sudut busur sembur yang kecil menghasilkan lebar roda yang panjang, semakin besar sudut busur sembur

semakin pendek lebar roda turbin. Selanjutnya lebar roda turbin tentunya akan berpengaruh terhadap besar lendutan sudu ataupun poros turbin. Sehubungan dengan pola aliran air yang terjadi saat melewati bagian dalam (rongga) roda turbin bahwa turbin dengan nosel dengan sudut busur sembur kecil cocok untuk turbin yang beroperasi pada putaran rendah; sedangkan untuk turbin yang beroperasi pada putaran tinggi dapat dipilih menggunakan nosel dengan sudut busur sembur yang besar. Atau dengan kata lain semakin tinggi putaran operasi turbin dapat dipilih turbin dengan nosel yang memiliki sudut busur sembur yang semakin besar.

5.6 Visualisasi Jejak Aliran Air di Dalam Roda Turbin

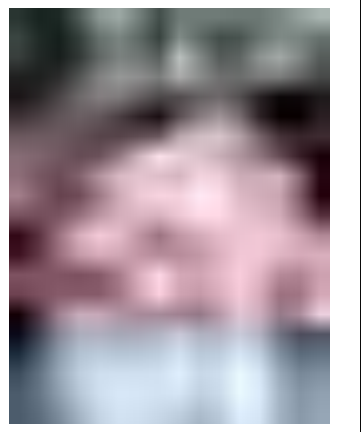
Dalam sub bab 5.6 ini disajikan foto foto beserta penjelasannya kondisi pancaran air selama lepas dari nosel dan mengalir dalam roda turbin model pada putaran roda turbin 50, 100, 150, 250 300 dan 500 rpm. Foto foto tersebut dicuplik dari rekaman video pancaran air selama melewati roda turbin yang diambil saat pengujian turbin model.

Video diambil dengan menggunakan camera Nikon dan foto-foto dicuplik dari video tersebut dengan menggunakan program Free Video to JPG Converter._windows-shot.blogspot. Pemilihan putaran pada 50, 100, 150, 250 300 dan 500 rpm tersebut dipilih sehubungan dengan pertimbangan pengoperasian sistem pembangkit listrik tenaga air dimana ketersediaan perbandingan kecepatan dari transmisi daya dan ketersediaan generator di pasar yang kebanyakan memiliki putaran 1000, 1500 atau 3000 rpm. Visualisasi ini tentunya sangat bermanfaat baik bagi mahasiswa, desiner maupun operator sistem pembangkit listrik tenaga air dalam memahami hubungan antara putaran operasi terhadap eifisiensi turbin air.

Sub bab 5.50 menyajikan visualisasi jejak aliran air melewati roda turbin dengan nosel berbusur sembur 75 derajat. Sub bab 5.6.2 menyajikan visualisasi jejak aliran air melewati roda turbin dengan nosel berbusur sembur 90 derajat. Sub bab 5.6.3 menyajikan visualisasi jejak aliran air melewati roda turbin dengan nosel berbusur sembur 120 derajat. Sub bab 5.6.4 menyajikan perbandingan visualisasi jejak aliran air melewati roda turbin pada putaran yang sama untuk busur sembur yang berbeda (75, 90 dan 120 derajat). Selanjutnya penjelasan sub bab sub bab tersebut difokuskan pada kondisi aliran di dalam roda turbin dan pengaruh atau hubungannya terhadap efisiensi turbin. Terdapat tiga pola aliran air yang ditemukan saat mengalir melewati roda turbin, pada masing masing model dari 3 model yang diuji. Pola aliran yang pertama, yaitu, aliran air memenuhi ruangan dalam roda turbin; kondisi yang demikian terjadi pada

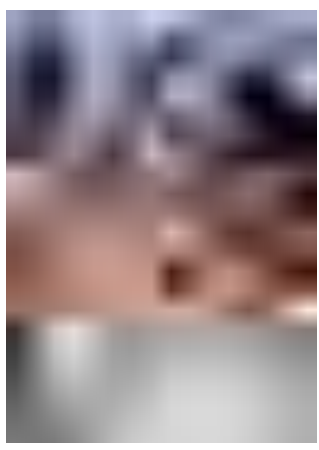
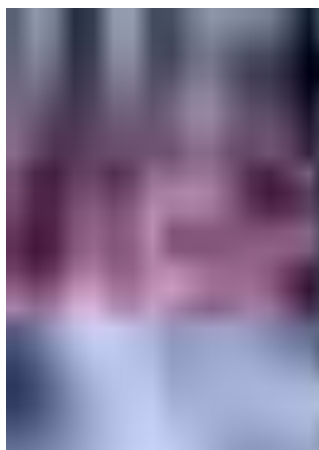
putaran roda turbin 50 dan 100 rpm. Pola aliran yang kedua, aliran air dalam roda turbin hampir menyentuh poros; kondisi yang demikian terjadi pada putaran roda turbin 150 dan 250 rpm. Pola aliran yang ketiga, aliran air dalam roda turbin menjauh dari poros; kondisi yang demikian terjadi pada putaran 300 dan 500 rpm.

5.6.1 Visualisasi Jejak Aliran Air Melewati Roda Turbin dengan Nosel Bersudut busur Sembur $\theta = 75^\circ$

Rpm	Gambar/ Foto pola aliran air di dalam roda model turbin	Penjelasan pola aliran air untuk model dengan
50	Gambar 5.50a 	Gambar 5.50a foto aliran air melewati bagian dalam roda turbin model dengan nosel bersudut sembur 75° saat roda turbin berputar 50 rpm. Pancaran air yang keluar dari lorong-lorong sudu tingkat pertama saat melintas bagian dalam roda turbin menumbuk poros sebelum mencapai lorong-lorong sudu tingkat kedua. Kondisi yang demikian mengubah arah dan mengurangi energi pancaran air sebelum mencapai sudu-sudu tingkat kedua. Tumbukan pancaran air tersebut memenuhi ruang bagian dalam roda turbin serta mengalami perubahan arah dan kecepatan pancaran akibat menumbuk poros sehingga terjadi pengurangan energi yang harus ditransfer pada sudu tingkat kedua. Efisiensi tertinggi yang dicapai pada putaran ini sebesar 60 persen, untuk perbandingan kecepatan 0,23.

100	<p data-bbox="347 197 539 226">Gambar 5.50b</p> 	<p data-bbox="726 197 1383 1108">Gambar 5.50b foto kondisi aliran air melewati bagian dalam roda turbin model dengan nosel bersudut busur sembur 75° saat roda turbin berputar 100 rpm. Pada putaran ini pancaran air dari lorong-lorong sudu tingkat pertama saat melintas bagian dalam roda turbin juga menumbuk poros sebelum mencapai lorong-lorong sudu tingkat kedua. Jadi pada putaran ini kondisi aliran air di dalam rongga roda turbin tidak jauh berbeda dengan kondisi aliran air yang terjadi ketika roda turbin berputar dengan kecepatan putar 50 rpm, yaitu berkurangnya energi pancaran air akibat terjadinya pancaran air yang saling berbenturan dan menumbuk poros turbin. Efisiensi tertinggi yang dicapai pada putaran ini sebesar 82 persen, untuk perbandingan kecepatan 0,46.</p>
150	<p data-bbox="347 1133 539 1162">Gambar 5.50c</p> 	<p data-bbox="726 1133 1383 1771">Gambar 5.50c foto aliran air melewati bagian dalam roda turbin model dengan nosel bersudut sembur 75° saat roda turbin berputar 150 rpm. Pada putaran ini bagian tepi dari pancaran air yang meninggalkan lorong-lorong sudu tingkat pertama saat melintas bagian dalam roda turbin hampir menyinggung poros saat menuju lorong-lorong sudu tingkat kedua. Pada putaran ini tidak terjadi tumbukan antara pancaran air yang melewati rongga dalam roda jalan dengan poros turbin. Efisiensi turbin yang dicapai pada putaran ini sebesar 88 %, untuk perbandingan kecepatan 0,48.</p>



250	<p>Gambar 5.50d</p> 	<p>Gambar 5.50d foto aliran air melewati bagian dalam roda turbin model dengan nosel berbusur sembur 75° saat roda turbin berputar dengan kecepatan 250 rpm. Bagian tepi dari pancaran air yang meninggalkan lorong-lorong sudu tingkat pertama selama melintas bagian dalam roda turbin menjauh dari poros saat menuju lorong-lorong sudu tingkat kedua. Efisiensi tertinggi yang dicapai pada putaran ini sebesar 82 %, pada perbandingan kecepatan sebesar 0,40.</p>
300	<p>Gambar 5.50e</p> 	<p>Gambar 5.50e foto aliran air melewati bagian dalam roda turbin model dengan nosel bersudut busur sembur 75° saat roda turbin berputar dengan kecepatan 300 rpm. Bagian tepi dari pancaran air yang keluar lorong-lorong sudu tingkat pertama selama melintas bagian dalam roda turbin menjauh dari poros saat menuju lorong-lorong sudu tingkat kedua. Efisiensi tertinggi yang dicapai pada putaran ini sebesar 80 persen, untuk perbandingan kecepatan 0.6</p>
500	<p>Gambar 5.50f</p> 	<p>Gambar 5.50f foto aliran air melewati bagian dalam roda turbin model dengan nosel bersudut sembur 75° saat roda turbin berputar 500 rpm. Bagian tepi pancaran air yang meninggalkan lorong-lorong sudu tingkat pertama selama melintas bagian dalam roda turbin jauh dari poros saat menuju lorong-lorong sudu tingkat kedua semakin menjauh dari poros roda turbin. Jadi pada putaran ini kelompok pancaran air saat melewati ruang dalam roda turbin menepi atau menjauhi poros roda turbin. Efisiensi tertinggi yang dicapai pada putaran ini sebesar 80 persen, untuk perbandingan kecepatan 0,70.</p>

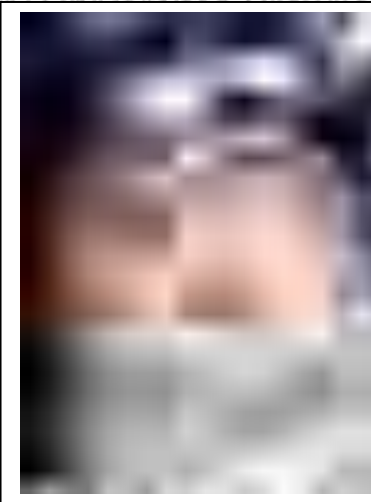


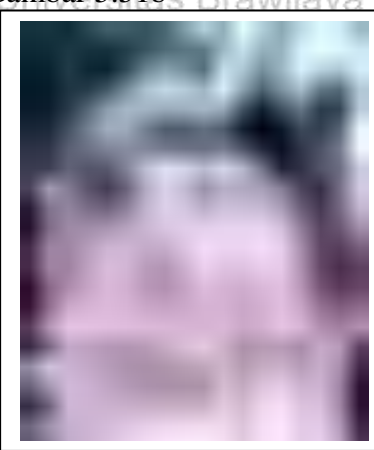
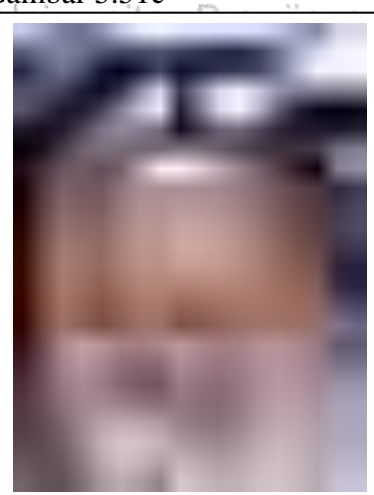


Gambar 5.50g Grafik hubungan putaran n disertai foto kondisi aliran air dalam roda turbin terhadap efisiensi dan perbandingan ke eptan untuk model dengan busur sembur nosel 75 derajat

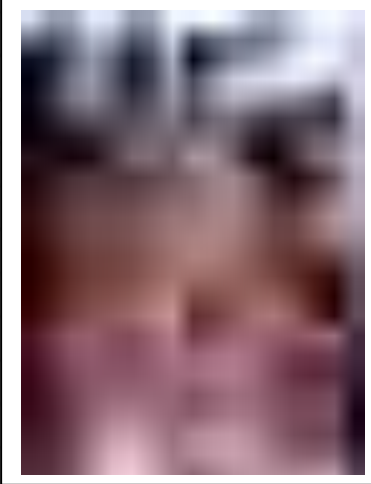
Gambar 5.50.a-g menunjukkan foto-foto visualisasi jejak aliran air melewati roda turbin untuk model dengan busur sembur nosel derajat pada berbagai putaran operasi. Gambar 5.50a sampai Gambar 5.50f menunjukkan kondisi aliran saat memasuki sudu dan selama mengalir melewati sudu tingkat pertama, saat melewati ruang tengah roda turbin, saat melewati lorong sudu-sudu tingkat kedua yang selanjutnya meninggalkan roda turbin. Foto-foto tersebut menunjukkan perbedaan nyata kondisi aliran saat air melewati roda turbin pada berbagai putaran. Pada putaran rendah kondisi pancaran air di dalam roda turbin saling bertumbukan dan semakin tinggi putaran roda turbin posisi aliran air di dalam roda turbin semakin menjauh dari poros turbin, kondisi yang demikian menunjukkan adanya tumbukan antara pancaran air yang menghasilkan kerugian hidrolis dan berpengaruh terhadap arah pancaran air saat menuju ke tingkat kedua. Alhasil pada putaran yang berbeda didapatkan efisiensi turbin yang berbeda. Gambar 5.50g mensarikan bahwa pada perbedaan putaran roda turbin terjadi perbedaan kondisi aliran pancaran air di dalam roda turbin yang menghasilkan efisiensi maksimum yang berbeda turbin untuk perbandingan kecepatan yang berbeda pula. Grafik tersebut akan sangat membantu para desainer dalam merancang turbin air arus lintang dan operator dalam mengoperasikan turbin air arus lintang.

5.6.2 Visualisasi Jejak Aliran Air Melewati Roda Turbin dengan Nosel Berbusur Sembur 90°

Rpm	Gambar/ Foto pola aliran air di dalam roda model turbin	Penjelasan pola aliran air untuk model $d_r = r_r = r_r = 90^\circ$
50	Gambar 5.51a 	Gambar 5.51a menunjukkan aliran air melewati bagian dalam roda turbin model dengan nosel bersudut sembur 90° saat roda turbin berputar dengan kecepatan 50 rpm. Tentunya perlu ditegaskan bahwa jumlah lorong aktif roda turbin dengan nosel berbusur sembur 90 derajat lebih banyak dari jumlah lorong aktif roda turbin dengan nosel berbusur sembur 75 derajat. Pancaran air dari lorong-lorong sudu tingkat pertama selama melintas bagian dalam roda turbin saling bertumbukan dan menumbuk poros roda turbin sehingga air berpecah saat menuju lorong-lorong sudu tingkat kedua. Tumbukan antar pancaran air dan benturan terhadap poros tersebut mengakibatkan pancaran air memenuhi ruang bagian dalam roda turbin sehingga pancaran air mengalami perubahan arah dan kecepatan yang menyebabkan pengurangan energi yang harus ditransfer pada sudu-sudu tingkat kedua. Efisiensi tertinggi yang dicapai pada putaran ini sebesar 52 persen, untuk perbandingan kecepatan sekitar 0,23.

100	<p>Gambar 5.51b</p> 	<p>Gambar 5.51b menunjukkan aliran air melewati bagian dalam roda turbin model dengan nosel bersudut sembur 90° saat roda turbin berputar dengan kecepatan 100 rpm. Pancaran air dari lorong-lorong sudu tingkat pertama selama melintas bagian dalam roda turbin menumbuk poros saat menuju lorong-lorong sudu tingkat kedua. Kondisi pancaran air saat melintasi ruang dalam roda turbin sebagaimana yang terjadi pada putaran 50 rpm. Efisiensi yang dicapai pada putaran ini sebesar 88 %, untuk perbandingan kecepatan sekitar 0,47.</p>
150	<p>Gambar 5.51c</p> 	<p>Gambar 5.51c menunjukkan aliran air melewati bagian dalam roda turbin model dengan nosel bersudut sembur 90° saat roda turbin berputar dengan kecepatan 150 rpm. Bagian tepi dari pancaran air yang meninggalkan lorong-lorong sudu tingkat pertama selama melintas bagian dalam roda turbin hampir mendekati poros dalam menuju lorong-lorong sudu tingkat kedua. Pada kondisi ini juga tidak terjadi benturan antara pancaran air dan poros roda turbin sebagaimana yang terjadi pada model bernosel dengan busur sembur 75°. Efisiensi yang dicapai pada putaran ini sebesar 83 persen, untuk perbandingan kecepatan sekitar 0,56.</p>



250	<p>Gambar 5.51d</p> 	<p>Gambar 5.51d menunjukkan aliran air melewati bagian dalam roda turbin model dengan nosel bersudut sembur 90° saat roda turbin berputar dengan kecepatan 250 rpm. Bagian tepi dari pancaran air yang meninggalkan lorong-lorong sudu tingkat pertama selama melintas bagian dalam roda turbin menjauh dari dan tidak membentur poros dalam menuju lorong-lorong sudu tingkat kedua. Efisiensi tertinggi yang dicapai pada putaran ini 82 persen, untuk perbandingan kecepatan 0,46</p>
300	<p>Gambar 5.51e.</p> 	<p>Gambar 5.51e menunjukkan aliran air melewati bagian dalam roda turbin model dengan nosel bersudut sembur 90° saat roda turbin berputar dengan kecepatan 300 rpm. Bagian dari tepi pancaran air yang meninggalkan lorong-lorong sudu tingkat pertama saat melintas bagian dalam roda turbin menjauh dari poros ketika menuju lorong-lorong sudu tingkat kedua. Efisiensi tertinggi pada putaran ini sebesar 86 persen, pada perbandingan kecepatan 0.56.</p>
500	<p>Gambar 5.51f</p> 	<p>Gambar 5.51f menunjukkan aliran air melewati bagian dalam roda turbin model dengan nosel bersudut sembur 90° saat roda turbin berputar dengan kecepatan 500 rpm. Bagian tepi pancaran air yang meninggalkan lorong-lorong sudu tingkat pertama selama melintas bagian dalam roda turbin jauh dari poros saat menuju lorong-lorong sudu tingkat kedua. Efisiensi tertinggi yang dicapai pada putaran ini sebesar 78 persen, untuk perbandingan kecepatan 0.72.</p>

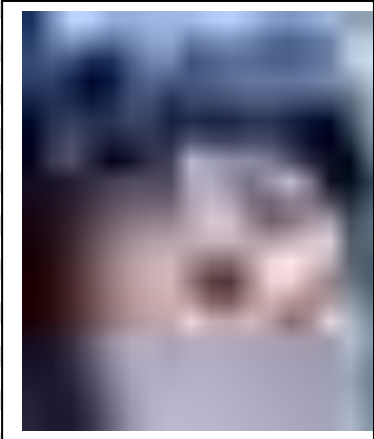




Gambar 5.51g Grafik hubungan putarannya disertai foto kondisi aliran air dalam roda turbin terhadap efisiensi dan perbandingan kecepatan untuk model dengan busur sembur nosel $\theta = 90$ derajat

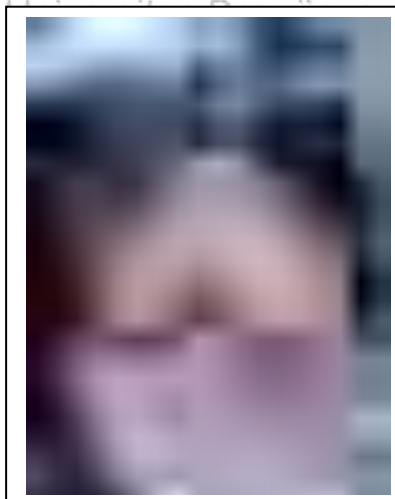
Gambar 5.51.a-g menunjukkan foto-foto visualisasi jejak aliran air melewati roda turbin untuk model dengan busur sembur nosel 90 derajat pada berbagai putaran operasi. Gambar 5.51a sampai Gambar 5.51f menunjukkan kondisi aliran saat memasuki sudu dan selama mengalir melewati sudu tingkat pertama, saat melewati ruang tengah roda turbin, saat melewati lorong sudu-sudu tingkat kedua yang selanjutnya meninggalkan roda turbin. Foto-foto tersebut menunjukkan perbedaan nyata kondisi aliran saat air melewati roda turbin pada berbagai putaran. Pada putaran rendah kondisi pancaran air di dalam roda turbin saling bertumbukan dan semakin tinggi putaran roda turbin posisi aliran air di dalam roda turbin semakin menjauh dari poros turbin, kondisi yang demikian menunjukkan adanya tumbukan antara pancaran air yang menghasilkan kerugian hidrolis dan berpengaruh terhadap arah pancaran air saat menuju ke tingkat kedua. Alhasil pada putaran yang berbeda didapatkan efisiensi turbin yang berbeda. Gambar 5.51g mensarikan bahwa pada perbedaan putaran roda turbin terjadi perbedaan kondisi aliran pancaran air di dalam roda turbin yang menghasilkan efisiensi maksimum yang berbeda turbin untuk perbandingan kecepatan yang berbeda pula. Grafik tersebut akan sangat membantu para desainer dalam merancang turbin air arus lintang dan operator dalam mengoperasikan turbin air arus lintang.

5.6.3 Visualisasi Jejak Aliran Air Melewati Roda Turbin dengan Nosel Bersudut busur Sembur 120°

Rrpm	Gambar/ Foto pola aliran air di dalam roda model turbin	Penjelasan pola aliran air untuk model d r r r
50	Gambar 5.52a 	<p>Gambar 5.52a menunjukkan aliran air melewati bagian dalam roda turbin model dengan nosel bersudut sembur 120° saat roda turbin berputar dengan kecepatan 50 rpm. Di sini perlu ditegaskan bahwa jumlah lorong aktif roda turbin dengan nosel berbusur sembur 120 derajat lebih banyak dari jumlah lorong aktif roda turbin dengan nosel berbusur sembur 90 derajat dan jumlah lorong aktif roda turbin dengan nosel berbusur sembur 75 derajat.</p> <p>Pancaran air yang meninggalkan lorong-lorong sudu tingkat pertama selama melintas bagian dalam roda turbin menumbuk poros saat menuju lorong-lorong sudu tingkat kedua. Tumbukan antar pancaran air dari lorong sudu tingkat pertama dan selanjutnya membentur poros membuat pancaran air tersebut berhamburan memenuhi rongga roda turbin dan keluar melalui lorong sudu tingkat kedua dengan arah semburan berpencah. Efisiensi tertinggi yang dicapai pada putaran ini sebesar 22 persen, untuk perbandingan kecepatan sekitar 0,23.</p>

100

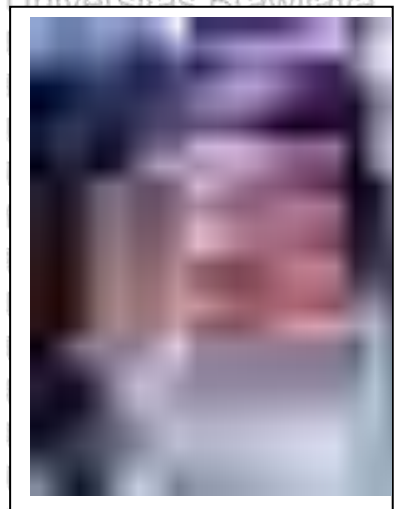
Gambar 5.52b



Gambar 5.52b menunjukkan aliran air melewati bagian dalam roda turbin model dengan nosel bersudut sembur 120° saat roda turbin berputar dengan kecepatan 100 rpm. Pancaran air yang meninggalkan lorong-lorong sudu tingkat pertama selama melintas bagian dalam roda turbin menumbuk poros ketika menuju lorong-lorong sudu tingkat kedua. Kondisi pancaran air di dalam roda turbin masih mirip dengan kondisi pada putaran roda turbin 50 rpm pada Gambar 5.52a. Efisiensi turbin air yang dicapai pada putaran ini sebesar 30 persen, dengan perbandingan kecepatan sekitar 0,37.

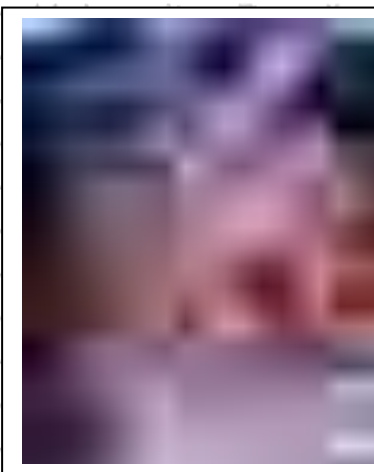
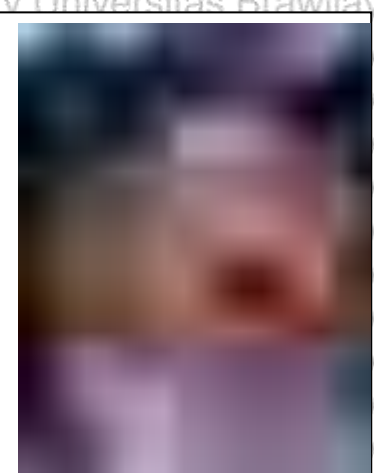
150

Gambar 5.52c



Gambar 5.52c menunjukkan aliran air melewati bagian dalam roda turbin model dengan nosel bersudut sembur 120° saat roda turbin berputar dengan kecepatan 150 rpm. Bagian tepi dari pancaran air yang meninggalkan lorong-lorong sudu tingkat pertama selama melintas bagian dalam roda turbin sedikit menumbuk poros saat menuju lorong-lorong sudu tingkat kedua. Kondisi pancaran air dari tingkat pertama menuju tingkat kedua lebih terarah dibandingkan dengan kondisi pancaran air pada putaran roda turbin yang lebih rendah. Efisiensi yang dicapai pada putaran ini sebesar 56 persen, untuk perbandingan kecepatan sekitar 0,40.

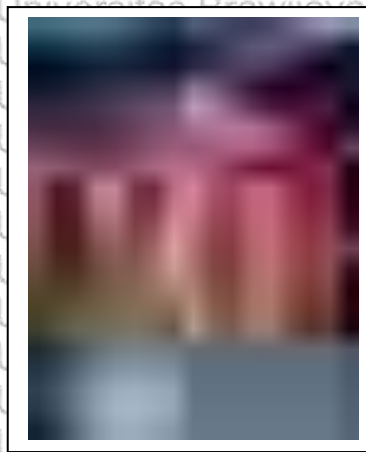


250	<p>Gambar 5.52d</p> 	<p>Gambar 5.52d menunjukkan aliran air melewati bagian dalam roda turbin model dengan nosel bersudut sembur 120° saat roda turbin berputar dengan kecepatan 250 rpm. Bagian tepi dari pancaran air yang meninggalkan lorong-lorong sudu tingkat pertama selama melintas bagian dalam roda turbin menjauh dari poros dalam menuju lorong-lorong sudu tingkat kedua. Tidak adanya tumbukan air dengan poros roda jalan saat pancaran air dari tingkat pertama menuju tingkat kedua menjadikan efisiensi turbin lebih baik dibandingkan dengan efisiensi turbin bila beroperasi pada putaran yang lebih rendah. Efisiensi tertinggi yang dicapai pada putaran ini sebesar 70 persen, untuk perbandingan kecepatan antara 0,44.</p>
300	<p>Gambar 5.52e</p> 	<p>Gambar 5.52e menunjukkan aliran air melewati bagian dalam roda turbin model dengan nosel bersudut sembur 120° saat roda turbin berputar dengan kecepatan 300 rpm. Bagian tepi dari pancaran air yang meninggalkan lorong-lorong sudu tingkat pertama selama melintas bagian dalam roda turbin berada jauh dari poros saat menuju lorong-lorong sudu tingkat kedua. Efisiensi tertinggi yang dicapai pada putaran ini sebesar 78 persen, untuk perbandingan kecepatan antara 0,4.</p>



500

Gambar 5.52f



Gambar 5.52f menunjukkan aliran air melewati bagian dalam roda turbin model dengan nosel bersudut sembur 120° saat roda turbin berputar pada kecepatan 500 rpm. Bagian tepi dari pancaran air yang meninggalkan lorong-lorong sudu tingkat pertama selama melintas bagian dalam roda turbin berada sangat jauh dari poros saat menuju lorong-lorong sudu tingkat kedua. Efisiensi tertinggi yang dicapai pada putaran ini sebesar 68 persen, untuk perbandingan kecepatan 0.72.

Gambar 5.52g Grafik hubungan putarannya disertai foto kondisi aliran air dalam roda turbin terhadap efisiensi dan perbandingan kecepatan untuk model dengan busur sembur nosel 12 derajat

Gambar 5.52.a-g menunjukkan foto-foto visualisasi jejak aliran air melewati roda turbin untuk model dengan busur sembur nosel 120 derajat pada berbagai putaran operasi. Gambar 5.52a sampai Gambar 5.51f menunjukkan kondisi aliran saat memasuki sudu dan selama mengalir melewati sudu tingkat pertama, saat melewati ruang tengah roda turbin, saat melewati lorong sudu-sudu tingkat kedua yang selanjutnya meninggalkan roda turbin. Foto-foto tersebut menunjukkan perbedaan nyata kondisi



aliran saat air melewati roda turbin pada berbagai putaran. Pada putaran rendah kondisi pancaran air di dalam roda turbin saling bertumbukan dan semakin tinggi putaran roda turbin posisi aliran air di dalam roda turbin semakin menjauh dari poros turbin, kondisi yang demikian menunjukkan adanya tumbukan antara pancaran air yang menghasilkan kerugian hidrolis dan berpengaruh terhadap arah pancaran air saat menuju ke tingkat kedua. Alhasil pada putaran yang berbeda didapatkan efisiensi turbin yang berbeda. Gambar 5.52g mensarikan bahwa pada perbedaan putaran roda turbin terjadi perbedaan kondisi aliran pancaran air di dalam roda turbin yang menghasilkan efisiensi maksimum yang berbeda turbin untuk perbandingan kecepatan yang berbeda pula. Grafik tersebut akan sangat membantu para desainer dalam merancang turbin air arus lintang dan operator dalam mengoperasikan turbin air arus lintang.

5.6.4 Perbandingan Kecepatan, Efisiensi dan Visualisasi Jejak Aliran Air melewati Roda Turbin pada Berbagai Putaran.

Pada sub-bab ini disajikan capaian efisiensi dan visualisasi kondisi aliran yang terjadi selama pancaran air melewati roda jalan turbin untuk berbagai putaran operasi..

5.6.4a Perbandingan Kecepatan, Efisiensi dan Visualisasi Jejak Aliran Air melewati Roda Turbin pada Putaran 50 Rpm.



Gambar 5.53a. grafik perbandingan kecepatan, efisiensi dan visualisasi jejak aliran air melewati roda turbin model dengan 0° , 9° dan 12° pada putaran 50 rpm.

Foto foto kondisi aliran dalam roda turbin pada putaran 50 rpm di atas memperlihatkan bahwa pancaran air memenuhi ruangan di dalam roda turbin. Putaran roda turbin yang rendah menghasilkan kecepatan keliling roda juga rendah, dimana hal ini menyebabkan terhambatnya pancaran air keluar dari dalam rongga roda turbin dikarenakan lambatnya pergantian lorong-lorong aktif pada sisi keluar. Semakin besar busur sembur semakin pendek roda turbin dan semakin banyak jumlah lorong sudu yang dialiri air, sehingga sebagai akibatnya semakin banyak jumlah pancaran air yang saling berbenturan di dalam roda turbin dan kondisi yang demikian mengakibatkan semakin besar kerugian hidrolis yang terjadi. Selain menambah kerugian hidrolis yang terjadi, benturan pancaran air dalam roda turbin juga mengubah arah tumbukan air ke lorong lorong sudu tingkat dua. Sebaliknya semakin sempit busur sembur semakin panjang atau semakin lebar roda turbin, sehingga sebagai akibatnya semakin sedikit jumlah pancaran air yang saling berbenturan di dalam roda turbin dan kondisi yang demikian diprediksi bahwa kerugian hidrolis pada pancaran air akibat benturan yang terjadi lebih kecil. Jadi kondisi pancaran air dalam roda turbin menentukan besar kerugian hidrolis yang terjadi, yang selanjutnya kerugian hidrolis tersebut mempengaruhi besar bangkitan daya pada poros turbin dan efisiensi konversi energi pada turbin air arus lintang. Untuk kapasitas aliran air masuk yang sama besar, kondisi benturan pancaran air melewati dalam roda turbin model yang ditunjukkan pasangan roda turbin dengan nosel berbusur sembur 120° lebih parah dibandingkan terhadap kondisi benturan pancaran air yang terjadi pada model yang ditunjukkan pasangan roda turbin dengan nosel berbusur sembur 90° dan kondisi benturan pancaran air melewati dalam roda turbin model yang ditunjukkan pasangan roda turbin dan nosel berbusur sembur 90° lebih parah dibandingkan terhadap kondisi benturan pancaran air yang terjadi pada model yang ditunjukkan pasangan roda turbin dengan nosel berbusur sembur 75° . Kondisi aliran air juga menunjukkan bahwa untuk kapasitas aliran yang sama pada gambar terlihat semburan air keluar atau meninggalkan roda turbin dengan busur sembur 120° dengan daerah pancaran hingga bagian atas sisi keluar, walaupun demikian pancaran air yang keluar roda turbin dengan busur sembur 90° dan 75° masih berada pada posisi di atas sumbu roda. Pada penelitian ini efisiensi tertinggi yang dicapai model uji adalah 58 % pada perbandingan kecepatan U/V sebesar 0,24 untuk turbin dengan nosel berbusur sembur 75° , untuk turbin dengan nosel berbusur sembur 90° dengan efisiensi 58 % pada perbandingan kecepatan U/V sebesar 0,24 dan untuk turbin dengan nosel berbusur sembur 120° dengan efisiensi 22 % pada perbandingan kecepatan U/V sebesar 0,19.

5.6.4b Perbandingan Kecepatan, Efisiensi dan Visualisasi Jejak Aliran Air Melewati Roda Turbin pada Putaran 100 Rpm.



Gambar 5.53b. grafik perbandingan kecepatan, efisiensi dan visualisasi jejak aliran air melewati roda turbin model dengan 0° , 9° dan 12° pada putaran 100 rpm.

Pada operasi putaran 100 rpm foto foto yang menunjukkan kondisi aliran di dalam roda turbin masih serupa dengan foto foto yang menunjukkan kondisi aliran di dalam roda turbin saat berputar pada 50 rpm. Pancaran air yang melewati roda turbin masih saling berbenturan, menumbuk poros dan memenuhi ruang dalam roda turbin. Sehubungan dengan jumlah putaran roda turbin dapat dijelaskan bahwa semakin cepat putaran roda turbin semakin cepat pula pergantian lorong sudu aktif, dengan demikian kondisi benturan aliran air yang terjadi di dalam roda turbin pada putaran roda turbin 100 rpm tidak separah sebagaimana kondisi benturan aliran pada putaran roda turbin 50 rpm.

Kondisi aliran yang lebih baik ini tentunya mengurangi terjadinya kerugian hidrolis, dimana hal ini dibuktikan bahwa untuk semua besar busur sembur efisiensi turbin pada putaran 100 rpm lebih tinggi dibandingkan dengan efisiensi turbin saat beroperasi pada putaran 50 rpm. Selanjutnya dapat kita lihat bahwa kondisi benturan pancaran air melewati dalam roda turbin model yang ditunjukkan foto pasangan roda turbin dengan

nosel berbusur sembur 120° jauh lebih parah dibandingkan terhadap kondisi benturan pancaran air yang terjadi pada model yang ditunjukkan foto pasangan roda turbin dengan nosel berbusur sembur 90° , dan kondisi benturan pancaran air melewati dalam roda turbin model yang ditunjukkan foto pasangan roda turbin dengan nosel berbusur sembur 90° lebih parah dibandingkan terhadap kondisi benturan pancaran air yang terjadi pada model yang ditunjukkan foto pasangan roda turbin dengan nosel berbusur sembur 75° . Kondisi aliran air juga metunjukkan bahwa untuk kapasitas aliran yang sama, semburan air keluar atau meninggalkan roda turbin dengan busur sembur 120° lebih besar dibandingkan dengan semburan air keluar yang terjadi pada roda turbin dengan busur sembur 90° dan 75° . Efisiensi tertinggi yang dicapai model uji adalah 82 % pada perbandingan kecepatan U/V sebesar 0,44 untuk turbin dengan nosel berbusur sembur 75° , untuk turbin dengan nosel berbusur sembur 90° dengan efisiensi 88 % pada perbandingan kecepatan U/V sebesar 0,44 dan untuk turbin dengan nosel berbusur sembur 120° dengan efisiensi 40 % pada perbandingan kecepatan U/V sebesar 0,26

5.6.4c Perbandingan Kecepatan, Efisiensi dan Visualisasi Jejak Aliran Air Melewati Roda Turbin pada Putaran 150 Rpm.



Gambar 5.53c. grafik perbandingan kecepatan, efisiensi dan visualisasi jejak aliran air melewati roda turbin model dengan 0° , 9° dan 12° pada putaran 150 rpm.

Foto-foto kondisi aliran air selama melintasi bagian dalam roda turbin saat roda turbin berputar pada 150 rpm diperlihatkan Gambar 5.6.4c. Pancaran air yang melewati roda turbin sudah tidak lagi menerjang poros dan tidak memenuhi ruang bagian dalam roda turbin. Seluruh air yang masuk melalui lorong sudu aktif tingkat pertama setelah memberikan aksinya pada sudu-sudu tingkat pertama dilanjutkan memberikan aksinya pada sudu-sudu tingkat kedua. Pada putaran operasi 150 rpm ini benturan antar aliran air yang keluar dari lorong lorong sudu tingkat pertama selama melewati ruang kosong dalam roda turbin sangat berkurang. Kondisi aliran yang lebih baik ini tentunya mengurangi terjadinya kerugian hidrolis, dimana hal ini dibuktikan bahwa untuk semua besar busur sembur efisiensi turbin pada putaran 150 rpm lebih tinggi dibandingkan dengan efisiensi turbin saat beroperasi pada putaran 100 rpm. Sebagaimana ditunjukkan kondisi pancaran air pada Gambar 5.6.4c bahwa kondisi pancaran air yang melewati rongga bagian dalam roda turbin model dengan nosel berbusur sembur 120° sedikit menbentur poros, sedangkan kondisi pancaran air yang melewati rongga bagian dalam dari roda turbin model dengan nosel berbusur sembur 90° hanya menyinggung poros dan kondisi pancaran air yang terjadi pada rongga bagian dalam dari turbin model dengan nosel berbusur sembur 75° sudah tak menyinggung poros roda turbin. Efisiensi tertinggi yang dicapai model uji adalah 88 % pada perbandingan kecepatan U/V sebesar 0,5 untuk turbin dengan nosel berbusur sembur 75° , untuk turbin dengan nosel berbusur sembur 90° dengan efisiensi 83 % pada perbandingan kecepatan U/V sebesar 0,52 dan untuk turbin dengan nosel berbusur sembur 120° dengan efisiensi 56 % pada perbandingan kecepatan U/V sebesar 0,4

5.6.4d Perbandingan Kecepatan, Efisiensi dan Visualisasi Jejak Aliran Air Melewati Roda Turbin pada Putaran 250 Rpm.



Gambar 5.53d perbandingan kecepatan, efisiensi dan visualisasi jejak aliran air melewati roda turbin model dengan 0° , 9° dan 12° pada putaran 250 rpm.

Gambar 5.53d memuat Foto-foto kondisi aliran air di dalam roda turbin saat roda turbin berputar pada 250 rpm yang memperlihatkan bahwa pancaran air selama melintasi ruangan di dalam roda turbin sudah tidak lagi menumbuk poros roda turbin. Seluruh air yang masuk melalui lorong sudu aktif tingkat pertama setelah memberikan aksinya pada sudu sudu tingkat pertama selanjutnya air tersebut memberikan aksinya pada sudu sudu tingkat kedua. Pada putaran operasi 250 rpm ini benturan aliran air selama melewati ruang kosong dalam roda turbin berkurang dibandingkan dengan benturan antar pancaran air yang terjadi pada putaran roda turbin 150 rpm. Jadi kondisi aliran melewati ruang tengah roda pada putaran ini lebih baik namun sebagian air hanya memberikan aksi pada sudu sudu tingkat pertama saja dan kemudian langsung keluar tanpa memberikan aksi pada sudu-sudu tingkat kedua. Gambar 5.6.4d menunjukkan bahwa kondisi pancaran air yang melewati ruang kosong dalam roda turbin model dengan nosel berbusur sembur 120° lebih tidak teratur dibandingkan terhadap kondisi pancaran air yang terjadi dalam turbin model dengan nosel berbusur sembur 90° , dan kondisi pola pancaran air yang melewati dalam roda turbin model dengan nosel berbusur sembur 90° lebih tidak teratur

dibandingkan terhadap kondisi pola pancaran air yang terjadi pada turbin model dengan nosel berbusur sembur 75° .

Efisiensi tertinggi yang dicapai model uji adalah 82 % pada perbandingan kecepatan U/V sebesar 0,5 untuk turbin dengan nosel berbusur sembur 75° , untuk turbin dengan nosel berbusur sembur 90° dengan efisiensi 82 % pada perbandingan kecepatan U/V sebesar 0,48 dan untuk turbin dengan nosel berbusur sembur 120° dengan efisiensi 70 % pada perbandingan kecepatan U/V sebesar 0,44.

5.6.4e Perbandingan Kecepatan, Efisiensi dan Visualisasi Jejak Aliran Air Melewati Roda Turbin pada Putaran 300 Rpm.



Gambar 5.53e. grafik perbandingan kecepatan, efisiensi dan visualisasi jejak aliran air melewati roda turbin model dengan 0° , 9° dan 12° pada putaran 300 rpm.

Gambar 5.53e memperlihatkan bahwa pancaran air selama melintasi ruangan di dalam semua roda turbin sudah tidak lagi menumbuk poros roda turbin. Pancaran air yang masuk melalui lorong sudu aktif tingkat pertama setelah memberikan aksinya pada sudu tingkat pertama, diteruskan memberikan aksinya pada sudu-sudu aktif tingkat kedua.

Pancaran air selama melewati ruang bagian dalam roda turbin dengan lintasan yang tidak menyentuh dan sangat jauh dengan poros roda turbin, namun pada putaran ini sebagian air juga hanya memberikan aksi pada sudu tingkat pertama saja dan langsung

keluar tanpa memberikan aksi pada sudu-sudu tingkat kedua. Dengan jelas ditunjukkan bahwa kondisi pancaran air yang melewati ruang kosong dalam roda turbin model dengan nosel berbusur sembur 120° lebih tidak teratur dibandingkan terhadap kondisi pancaran air yang terjadi dalam turbin model dengan nosel berbusur sembur 90° , dan kondisi pola pancaran air yang melewati dalam roda turbin model dengan nosel berbusur sembur 90° lebih tidak teratur dibandingkan terhadap kondisi pola pancaran air yang terjadi pada turbin model dengan nosel berbusur sembur 75° . Efisiensi tertinggi yang dicapai model uji adalah 86 % pada perbandingan kecepatan U/V sebesar 0,5 untuk turbin dengan nosel berbusur sembur 75° , untuk turbin dengan nosel berbusur sembur 90° dengan efisiensi 86 persen pada perbandingan kecepatan U/V sebesar 0,52 dan untuk turbin dengan nosel berbusur sembur 120° dengan efisiensi 78 persen pada perbandingan kecepatan U/V sebesar 0,42.

5.6.4f Perbandingan Kecepatan, Efisiensi dan Visualisasi Jejak Aliran Air Melewati Roda Turbin pada Putaran 500 Rpm.



Gambar 5.53f. grafik perbandingan kecepatan, efisiensi dan visualisasi jejak aliran air melewati roda turbin model dengan 0° , 9° dan 12° pada putaran 500 rpm.

Gambar 5.53f memperlihatkan bahwa posisi lintasan pancaran air selama melintasi ruangan di dalam roda turbin berada sangat jauh dari poros roda turbin. Pancaran air yang masuk melalui lorong sudu aktif tingkat pertama setelah memberikan aksinya pada sudu-sudu tingkat pertama selanjutnya pancaran air diteruskan memberikan aksinya pada sudu-sudu tingkat kedua dengan tanpa menyentuh poros roda turbin. Pada putaran operasi 500 rpm ini tidak ada benturan pancaran air selama melewati ruang kosong dalam roda turbin, namun sebagian pancaran air setelah memberikan aksi pada sudu-sudu tingkat pertama langsung keluar tanpa memberikan aksi pada sudu-sudu tingkat kedua. Selanjutnya perlu ditegaskan bahwa pancaran air yang melewati ruang kosong dalam roda turbin model dengan nosel berbusur sembur 120° lebih tebal dan tidak teratur dibandingkan terhadap pancaran air yang melewati rongga bagian dalam turbin model dengan nosel berbusur sembur 90° , dan pola pancaran air yang melewati bagian dalam roda turbin model dengan nosel berbusur sembur 90° lebih tidak teratur dibandingkan terhadap pola pancaran air yang melewati bagian dalam turbin dengan nosel berbusur sembur 75° . Efisiensi tertinggi yang dicapai model uji adalah 80 % pada perbandingan kecepatan U/V sebesar 0,68 untuk turbin dengan nosel berbusur sembur 75° , untuk turbin dengan nosel berbusur sembur 90° dengan efisiensi 78 % pada perbandingan kecepatan U/V sebesar 0,7 dan untuk turbin dengan nosel berbusur sembur 120° dengan efisiensi 68 % pada perbandingan kecepatan U/V sebesar 0,72.

Mempertegas bahasan sub bab 5.1 sampai dengan sub bab 5.6 tentunya harus dimengerti oleh para desainer dan operator sistem pembangkit listrik tenaga air khususnya yang menggunakan turbin air arus lintang sebagai mesin penggerak mula dari sistem tersebut. Bahwa dalam membangun dan mengoperasikan pembangkit listrik tenaga air tidak terlepas dengan parameter berikut : potensi tenaga air (head dan kapasitas tersedia), spesifikasi turbin (head, kapasitas, dan putaran operasi), spesifikasi transmisi daya (daya dan perbandingan putaran), dan spesifikasi generator (daya dan putaran). Sebagaimana kita ketahui bahwa ketersediaan generator putaran rendah di pasar sangat terbatas, maka para desainer pusat listrik tenaga air diharuskan mempertimbangkan biaya pengadaan dan pemasangan peralatan elektro mekanik. Untuk bangkitan daya yang sama, generator putaran tinggi memiliki ukuran yang kecil, ringan dan harga relative murah; sementara generator putaran rendah memiliki ukuran yang besar, berat dan harga relative mahal. Guna mensinkronkan hubungan antara putaran turbin air dan generator diperlukan alat transmisi daya. Dalam hal ini, untuk mentransmisikan daya mekanik yang sama, harga transmisi daya mekanis sangat dipengaruhi oleh dimensi, berat dan jumlah tingkat

kecepatan dari transmisi tersebut. Selanjutnya, memperhatikan ke empat factor tersebut di atas, para desainer dan operator pembangkit listrik tenaga air harus berupaya agar terbentuk suatu sinergi yang baik antar parameter potensi tenaga air, turbin air sebagai mesin konversi energi, transmisi daya mekanik dan generator listrik maupun transmisi daya listrik sebagai penyalur dari produk sistem pembangkit listrik tenaga air.

