



JURNAL TEKNIK

TEKNIK INFORMATIKA - TEKNIK MESIN - TEKNIK SIPIL - TEKNIK ELEKTRO - TEKNIK INDUSTRI

ANALISA KELAYAKAN BISNIS STARONE DAN
REKOMENDASI TEKNOLOGI ALTERNATIF
Muhammad Imron

PENGARUH WAKTU DAN SUHU PADA
KARBURISASI PADAT TERHADAP KEKERASAN
RODA GIGI BAJA ST37 DENGAN MEDIA
ARANG BATOK KELAPA DAN BARIUM
KARBONAT
Efrizal Arifin

OPTIMASI ALIRAN KOMPRESSOR PADA
TURBIN GAS UNTUK PEMBANGKIT LISTRIK
TENAGA BIOMASS DENGAN
KAPASITAS 20 MW
Jamaludin

RANCANG BANGUN PERONTOK PADI MANUAL
Ali Rosyidin & Ahmad Rokhani

HUBUNGAN ANTARA KEKERASAN MATERIAL
DENGAN FREQUENSI PEMANASAN INDUKSI
PADA BAJA ST60
Fanni Fattah

RANCANG BANGUN SISTEM INFORMASI
PEMESANAN PELATIH OLAHRAGA BERBASIS
WEB PADA PT. FIT AND HEALTH INDONESIA
Sri Mulyati & Muhamad Ichsan

PERENCANAAN DAN ANALISIS BANGUNAN
GEDUNG ENAM LANTAI MENGGUNAKAN
SHEAR WALL DENGAN ETABS V.9.7.4
Almufid & Saiful Haq

HUBUNGAN KUALITAS PELAYANAN DAN
SISTEM PEMBAYARAN DENGAN KEPUASAN
MAHASISWA DI INSTITUT SAINS DAN
TEKNOLOGI AL-KAMAL
Ateng Setiawan & Bambang Suhardi Waluyo

RANCANG BANGUN SISTEM PENDUKUNG
KEPUTUSAN HASIL NILAI SISWA NAIK DAN
TIDAK NAIK BERBASIS JAVA
DI SDN SEPATAN II
Rohmat Taufiq & Efrin Seprian Hadi

APLIKASI PENDETEKSI MANUSIA PADA
TELEVISI BERBASIS MIKROKONTROLER
ATMEGA8535
Sumardi, Syamsul Bahri, & Chaerul Nurseha

PENGEMBANGAN PURWARUPA SISTEM
PROTEKSI HYBRID KEASLIAN FAKTUR
ELEKTRONIK (*E-INVOICE*) PADA E-BISNIS
MENGGUNAKAN QR CODE,
STEGANOGRAFI DAN KRIPTOGRAFI
Dedy Alamsyah

PERANCANGAN APLIKASI *HUMAN
RESOURCE INFORMATION SYSTEM (HRIS)*
BERBASIS WEBSITE PADA
PT. SUPER TATA RAYA STEEL
Muhammad Jonni & Syepry Maulana Husain

RANCANG BANGUN ALAT PENGIRIS
SERBAGUNA UMBI-UMBIAN
Yafid Effendi & Agus Wahyudi

Diterbitkan Oleh:

Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Tangerang
Jl. Perintis Kemerdekaan I No. 33, Cikokol Tangerang - Tlp. 021 - 51374916

 Jurnal Teknik	Vol. 5	No. 2	Hlm. 1-114	FT. UMT Desember 2016	ISSN 2302-8734
--	-----------	----------	---------------	--------------------------	-------------------

JURNAL TEKNIK

Teknik Informatika ~ Teknik Mesin ~ Teknik Sipil
Teknik Elektro ~ Teknik Industri



**FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH TANGERANG**

Pelindung:

Dr. H. Achmad Badawi, S.Pd., SE., MM.
(Rektor Universitas Muhammadiyah Tangerang)

Penanggung Jawab:

Ir. Saiful Haq, M.Si.
(Dekan Fakultas Teknik)

Pembina Redaksi:

Rohmat Taufik, ST., M.Kom.
Drs. H. Syamsul Bahri, MSi.
Drs. Ir. Sumardi Sadi, MT.

Pimpinan Redaksi:

Drs. Ir. Sumardi Sadi, MT.

Redaktur Pelaksana:

Yafid Efendi, ST, MT.

Editor Jurnal Teknik UMT:

Drs. Ir. Sumardi Sadi, MT.

Dewan Redaksi:

Hendra Harsanta, SPd., MT.
Tri Widodo, ST., MT.
Bambang Suhardi W, ST., MT.
Almufid, ST., MT.
Siti Abadiyah, ST., MT.
M. Jonni, SKom., MKom.
Syepri Maulana Husain, S.Kom., M.Kom.
Lenni, ST., MT.

Kasubag:

Ferry Hermawan, MM.

Kuangan:

Elya Kumalasari, S.Ikom.

Setting & Lay Out:

Muhlis, S.E.
Saiful Alam, SE..

Mitra Bestari:

Prof. Dr. Aris Gumilar
Ir. Doddy Hermiyono, DEA.
Ir. Bayu Purnomo
Dr. Ir. Budiyanto, MT.

JURNAL TEKNIK

Diterbitkan Oleh:

Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Tangerang

Alamat Redaksi:

Jl. Perintis Kemerdekaan I No. 33, Cikokol Tangerang
Tlp. (021) 51374916

Jurnal Teknik	Vol.	No.	Hlm.	UMT	ISSN
	5	2	1-114	Desember 2016	2302-8734

DAFTAR ISI

- **ANALISA KELAYAKAN BISNIS STARONE DAN REKOMENDASI TEKNOLOGI ALTERNATIF – 1-10**
Muhammad Imron
- **PENGARUH WAKTU DAN SUHU PADA KARBURISASI PADAT TERHADAP KEKERASAN RODA GIGI BAJA ST37 DENGAN MEDIA ARANG BATOK KELAPA DAN BARIUM KARBONAT – 11-14**
Efrizal Arifin
- **OPTIMASI ALIRAN KOMPRESSOR PADA TURBIN GAS UNTUK PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA BIOMASS DENGAN KAPASITAS 20 MW – 15-28**
Jamaludin
- **RANCANG BANGUN PERONTOK PADI MANUAL – 29-34**
Ali Rosyidin & Ahmad Rokhani
- **HUBUNGAN ANTARA KEKERASAN MATERIAL DENGAN FREKUENSI PEMANASAN INDUKSI PADA BAJA ST60 – 35-38**
Fanni Fattah
- **RANCANG BANGUN SISTEM INFORMASI PEMESANAN PELATIH OLAHRAGA BERBASIS WEB PADA PT. FIT AND HEALTH INDONESIA – 39-44**
Sri Mulyati & Muhamad Ichsan
- **PERENCANAAN DAN ANALISIS BANGUNAN GEDUNG ENAM LANTAI MENGGUNAKAN SHEAR WALL DENGAN ETABS V.9.7.4 – 45-51**
Almufid & Saiful Haq
- **HUBUNGAN KUALITAS PELAYANAN DAN SISTEM PEMBAYARAN DENGAN KEPUASAN MAHASISWA DI INSTITUT SAINS DAN TEKNOLOGI AL-KAMAL – 52-66**
Ateng Setiawan, Bambang Suhardi Waluyo
- **RANCANG BANGUN SISTEM PENDUKUNG KEPUTUSAN HASIL NILAI SISWA NAIK DAN TIDAK NAIK BERBASIS JAVA DI SDN SEPATAN II – 67-73**
Rohmat Taufiq & Efrin Seprian Hadi
- **APLIKASI PENDETEKSI MANUSIA PADA TELEVISI BERBASIS MIKROKONTROLER ATMEGA8535 – 74-82**
Sumardi, Syamsul Bahri, & Chaerul Nurseha
- **PENGEMBANGAN PURWARUPA SISTEM PROTEKSI HYBRID KEASLIAN FAKTUR ELEKTRONIK (E-INVOICE) PADA E-BISNIS MENGGUNAKAN QR CODE, STEGANOGRAFI DAN KRIPTOGRAFI – 83-101**
Dedy Alamsyah
- **PERANCANGAN APLIKASI HUMAN RESOURCE INFORMATION SYSTEM (HRIS) BERBASIS WEBSITE PADA PT. SUPER TATA RAYA STEEL – 102-108**
Muhammad Jonni & Syepri Maulana Husain
- **RANCANG BANGUN ALAT PENGIRIS SERBAGUNA UMBI-UMBIAN – 109-114**
Yafid Effendi & Agus Wahyudi



**Sambutan Dekan
Fakultas Teknik
Universitas Muhammadiyah Tangerang**

Puji Syukur kehadirat Allah Swt. karena berkat karunia dan ijin-Nyalah Tim penyusun Jurnal Teknik Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Tangerang dapat menyelesaikan tugasnya tepat sesuai dengan waktu ditetapkan.

Saya menyambut baik diterbitkannya Jurnal Teknik Vol. 5 No. 2, Desember 2016, terbitnya jurnal ini, merupakan respon atas terbitnya Peraturan Menteri Pendidikan Nasional No. 17 Tahun 2010 tentang Pencegahan dan Penanggulangan Plagiat di Perguruan Tinggi; Surat Dirjen Dikti Nomor 2050/E/T/2011 tentang kebijakan unggah karya ilmiah dan jurnal; Surat Edaran Dirjen Dikti Nomor 152/E/T/2012 tertanggal 27 Januari 2012 perihal publikasi karya ilmiah yang antara lain menyebutkan untuk lulusan program sarjana terhitung mulai kelulusan setelah 2012 harus menghasilkan makalah yang terbit pada jurnal ilmiah.

Terbitnya Jurnal ini juga diharapkan dapat mendukung komitmen dalam menunjang peningkatan kemampuan para dosen dan mahasiswa dalam menyusun karya ilmiah yang dilandasi oleh kejujuran dan etika akademik. Perhatian sangat tinggi yang telah diberikan rektor Universitas Muhammadiyah Tangerang khususnya mengenai *plagiarism* dan cara menghindarinya, diharapkan mampu memacu semangat dan motivasi para pengelola jurnal, para dosen dan mahasiswa dalam menyusun karya ilmiah yang semakin berkualitas.

Saya mengucapkan banyak terimakasih kepada para penulis, para pembahas yang memungkinkan jurnal ini dapat diterbitkan, dengan harapan dapat dimanfaatkan seoptimal mungkin dalam peningkatan kualitas karya ilmiah.

Dekan Fakultas Teknik
Universitas Muhammadiyah Tangerang,

Ir. Saiful Haq, M.Si.



Pengantar Redaksi
Jurnal Teknik
Universitas Muhammadiyah Tangerang

Puji dan Syukur Alhamdulillah kami panjatkan kehadapan Allah Swt. atas karunia dan lindungan-Nya sehingga Jurnal Teknik Vol. 5 No. 2 Bulan Desember 2016 dapat diterbitkan.

Menghasilkan karya ilmiah merupakan sebuah tuntutan perguruan tinggi di seluruh dunia. Tri Dharma Perguruan Tinggi yaitu darma pendidikan, darma penelitian, dan darma pengabdian kepada masyarakat mendorong lahirnya dinamika intelektual diantaranya menghasilkan karya-karya ilmiah. Penerbitan Jurnal Teknik ini dimaksudkan sebagai media dokumentasi dan informasi ilmiah yang sekiranya dapat membantu para dosen, staf dan mahasiswa dalam menginformasikan atau mempublikasikan hasil penelitian, opini, tulisan dan kajian ilmiah lainnya kepada berbagai komunitas ilmiah.

Buku Jurnal yang sedang Anda pegang ini menerbitkan 13 artikel yang mencakup bidang teknik sebagaimana yang tertulis dalam daftar isi dan terdokumentasi nama dan judul-judul artikel dalam kulit cover Jurnal Teknik Vol. 5 No. 2 Bulan Desember 2016 dengan jumlah halaman 1-114 halaman.

Jurnal Teknik ini tentu masih banyak kekurangan dan masih jauh dari harapan, namun demikian tim redaksi berusaha untuk ke depannya menjadi lebih baik dengan dukungan kontribusi dari semua pihak. Harapan Jurnal Teknik akan berkembang menjadi media komunikasi intelektual yang berkualitas, aktual dan faktual sesuai dengan dinamika di lingkungan Universitas Muhammadiyah Tangerang.

Tak lupa pada kesempatan ini kami mengundang pembaca untuk mengirimkan naskah ringkasan penelitiannya ke redaksi kami. Kami sangat berterimakasih kepada semua pihak yang telah membantu penerbitan Jurnal Teknik ini semoga buku yang sedang Anda baca ini dapat bermanfaat.

Pimpinan Redaksi Jurnal Teknik
Universitas Muhammadiyah Tangerang,

Drs. Ir. Sumardi Sadi, MT.

OPTIMASI ALIRAN KOMPRESOR PADA TURBIN GAS UNTUK PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA BIOMASS DENGAN KAPASITAS 20 MW

Jamaludin

Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik,
Universitas Muhammadiyah Tangerang
Jl. Perintis Kemerdekaan I/33, Cikokol, Kota Tangerang
e-mail: *jamaludinpermana14@yahoo.com*

ABSTRAK

Turbin gas dengan bahan bakar biomass adalah salah satu alternative pembangkit tenaga daya sebagai penghasil tenaga listrik dimana pada saat ini sebagian besar pembangkit listrik yang ada di Indonesia masih menggunakan bahan bakar minyak sebagai bahan bakar utama, padahal ketersediaan bahan bakar ini makin langka dengan harga yang kian meningkat. Dalam upaya diversifikasi bahan bakar penggunaan bahan bakar minyak dialihkan ke penggunaan bahan bakar gas, gas yang digunakan pada pembangkit listrik bisa berbagai macam salah satunya adalah biomass. Dari berbagai komponen pada turbin gas, kompresor merupakan alat yang paling utama karena sebagai penyuplai udara pembakaran. Parameter-parameter unjuk kerja dari kompresor, yaitu: tekanan rasio, Mach Number, Laju aliran Massa dan Volume serta kecepatan sudu yang bisa diketahui secara teoritis. Selanjutnya metode CFD digunakan untuk mengetahui pola aliran dipermukaan meridional antara full dan spliter blade guna mengetahui variasi dengan $\beta_1 = 37,07^\circ$ dan $\beta_2 = 75,17^\circ$ serta nilai $\alpha_1 = 33,10^\circ$ dan $\alpha_2 = 73,25^\circ$ yang bisa digunakan untuk menghasilkan aliran udara yang bisa menghasilkan efisiensi turbin yang lebih baik.

Kata Kunci: kompresor, efisiensi, biomass, sudu-sudu kompresor.

1. PENDAHULUAN

Masalah lingkungan dan ekonomi merupakan alasan di balik dorongan yang cepat akan pemanfaatan energi terbarukan di seluruh dunia. Selain untuk mengatasi hambatan secara ekonomi dan komersial, pemanfaatan sumber energi terbarukan sesuai dengan tujuan atau *goal* yang ditetapkan oleh sebagian negara yang ingin memaksimalkan potensi energi terbarukan di wilayahnya dengan biaya murah. Energi listrik merupakan salah satu energi primer yang tidak dapat dilepaskan penggunaannya dalam kehidupan sehari-hari, baik di sektor rumah tangga, instansi pemerintah maupun industri. Semakin meningkatnya jumlah penduduk dan bertambahnya penggunaan peralatan yang menggunakan listrik mengakibatkan kebutuhan energi listrik meningkat pesat.

Turbin gas merupakan salah satu jenis dari pembangkit daya yang dapat berbasis *turbomachine* (mesin turbo) yang menggunakan *turbocharger* aksial atau radial untuk operasinya. Maka komponen mesin turbo, yaitu kompresor dan turbin yang sangat

berpengaruh pada unjuk kerja sistem, terutama kompresor karena mensuplai udara pembakaran. Ibaraki et al pada tahun 2003 mengungkapkan bahwa pada kecepatan *transonic*, rugi-rugi akan sangat berpengaruh terhadap unjuk kerja kompresor, diantaranya rugi akibat beban kejut dan lapiasan batas. Kondisi operasi kompresor yang berada pada *surge* juga meyebabkan rugi, antara lain karena aliran balik. Maka untuk mendapatkan unjuk kerja sistem yang optimum, sudu kompresor harus di rancang dengan baik untuk mencapai efisiensi yang tinggi. Unjuk kerja kompresor antara lain dipengaruhi oleh beberapa parameter antara lain: rasio tekanan, Mach Number, Laju aliran massa dan volume, serta kecepatan sudu. Maka untuk menganalisa atau bahkan memperbaiki unjuk kerja dari kompresor, terlebih dahulu harus dimengerti pola aliran yang terbentuk.

Metode yang dapat digunakan untuk mengetahui pola aliran pada sudu kompresor antara lain metode CFD (*Computational Fluid Dynamics*). Ibaraki et al pada tahun 2003 membuktikan bahwa dengan melakukan

simulasi CFD pada *meridional surface* rugi aliran dan rugi kejut pada tiap sudu dapat dianalisa. Pada tahun 2004, Ibaraki et al menggunakan metode CFD terhadap kompresor pada profil sudu dan *meridional surface* untuk melakukan optimasi dengan terlebih dahulu mengetahui profil *full blade* dan *spliter blade* kompresor sebelumnya.

Investigasi aliran yang tidak stabil pada kompresor sentrifugal juga ditinjau pada *meridional surface* seperti yang dilakukan oleh Ibarakiet al. Selanjutnya optimasi terhadap kompresor sentrifugal yang dilakukan oleh Verstraete et al pada tahun 2010 juga menggunakan metode CFD pada *meridional surface* pada bagian hub dan shroud. Penelitian terbaru pada tahun 2011 Dickens et al menggunakan metode CFD untuk merancang kompresor. Dengan demikian profil sudu yang dapat merepresntasikan karakteristik kompresor antara lain *meridional surface* dan *stream surface of revolution*, baik pada *full blade* maupun pada *spliter blade*.

Dengan menggunakan metode CFD, meskipun kompresor tidak mungkin bekerja dengan efisiensi 100%, akan tetapi dengan pengetahuan akan pola aliran dan rugi-rugi pada kompresor, pola tersebut dapat dianalisa, atau bahkan dioptimasi untuk meningkatkan unjuk kerja sistem secara keseluruhan dari turbin gas.

Unjuk kerja turbin gas dengan menggunakan bahan bakar biomass tentunya akan menghasilkan efisiensi yang baik apabila efisiensi yang dihasilkan kompresor juga baik, dan tentunya ini sangat membantu pemerintah dalam penyediaan listrik serta ramah lingkungan.

2. HASIL STUDI LITELATUR

2.1 Latar belakang Energi Biomass

Tidak bisa dipungkiri, teknologi masa depan haruslah teknologi berwawasan ramah lingkungan dan berkelanjutan. Ketika para ilmuwan mencoba menjelajah hingga titik terjauh dari batas-batas teknologi yang bisa diwujudkan, (teknologi ruang angkasa, teknologi *nano* dan mungkin saja *femto*), tetap saja eksplorasi terhadap teknologi yang berorientasi “kembali ke alam” mampu menarik minat ribuan ilmuwan bahkan kini muncul istilah “teknologi hijau dan berkelanjutan” alias teknologi yang ramah lingkungan dan berkesinambungan dan “*renewable energy*” alias energi terbarukan. Salah satu teknologi hijau yang kiranya paling layak

diterapkan di negara berkembang dan berpenduduk banyak dengan sumber daya bahan alam yang demikian melimpah (tentu saja Indonesia memenuhi kriteria tersebut), adalah teknologi pemanfaatan biomass.

2.2. Pengertian Biomass

Secara gamblang biomass adalah material yang berasal dari tumbuhan maupun hewan termasuk manusia. Namun biomass dalam sudut pandang industri juga berarti material biologis yang bisa diubah menjadi tugas sumber energi atau material industri. Kita katakan mereka sebagai material organik atau biologis karena sebagian besar komposisinya mengandung atom karbon, hidrogen, oksigen maupun nitrogen dan dihasilkan oleh proses biologis, misalnya hasil pertanian, perkebunan, sampah organik, limbah cair pembuatan tahu, limbah padat dan cair penggilingan tebu, feses hewan ternak dan sebagainya.

Pada kondisi superkritis, misalnya, air pada suhu di atas 374 ° C dan tekanan di atas 22,3 MPa berperilaku seperti pelarut disesuaikan dan memiliki sifat merdu tergantung pada suhu dan tekanan. Dalam kondisi seperti itu, biomassa akan cepat membusuk oleh hidrolisis dan produk pembelahan biomassa (campuran CO, H₂ dan metana) larut dalam air superkritis sehingga meminimalkan tar dan coke pembentukan akan tetapi prinsipnya biomass sudah mengandung gas metana, oksigen, nitrogen methanol, ethanol dan H₂ dimana sebelum menjadi gas metana, sampah organik mengalami proses pembusukan karena adanya bakteri, selain itu biomass dapat diubah menjadi berbagai macam energi lain, misalnya energi panas. Hasil proses pembakaran biomass dapat dimanfaatkan untuk memanaskan air yang menghasilkan uap untuk menggerakkan turbin pembangkit tenaga listrik. Membakar biomass bukan salah satu cara terbaik menghasilkan energi panas karena dampak langsung yang dihasilkan dari pembakaran biomass tidak baik untuk lingkungan dan efisiensi energi yang dihasilkan tidaklah demikian besar akibat dari pembakaran tidak sempurna. Maka perlu dipikirkan cara untuk mendapatkan sumber energi yang efisien dengan cara mengolah biomass. Gas metana atau biogas merupakan gas yang dihasilkan dari proses pembusukan material organik, methanol maupun ethanol dapat dihasilkan dari proses fermentasi produk pertanian yang memiliki kandungan karbohidrat tinggi, mi-

salnya jagung dan kentang. Sementara itu minyak yang dihasilkan dari segala macam bijian-bijian yang dapat dimakan, minyak kelapa maupun minyak tanaman jarak, tanaman kapuk, chlorella, alga, bahkan minyak jelantah dapat diubah menjadi bahan bakar mesin diesel dan disebut sebagai *biodiesel*.

Salah satu sumber energi alternatif yang besar peluangnya untuk dikembangkan pemanfaatannya di Indonesia ialah energi biomas, seperti ditempat pembuangan sampah Bantar Gebang sampah yang terkumpul setiap harinya 5300 ton dan yang bisa dimanfaatkan untuk pembangkit tenaga sampah 2000 ton ini dapat menghasilkan energi listrik 12,5 MW dan di Indonesia memiliki sumber biomas yang melimpah, sehingga potensi untuk menjadikannya sebagai sumber energi (bahan bakar) sangatlah besar. Sebagai sumber energi, biomas memiliki beberapa keuntungan terutama dari sifat terbarukannya, dalam arti bahan tersebut dapat diproduksi ulang. Selain itu, dari segi lingkungan, penggunaan biomas sebagai bahan bakar memiliki 2 segi positif yaitu 1) bersifat mendaur ulang CO₂, sehingga emisi CO₂ ke atmosfer secara netto berjumlah nol, dan 2) sebagai sarana mengatasi masalah limbah rumah tangga, perkotaan, pertanian serta pencemaran udara.

2.3 Gas Biomas Sebagai Bahan Bakar Motor

Selain langsung dibakar pada tungku untuk memperoleh panas, cara pemanfaatan gas biomas ialah dengan menjadikannya bahan bakar motor bakar dalam (*internal combustion engine*). Motor yang digunakan dapat berjenis motor busi maupun diesel. Dengan sedikit modifikasi pada karburator, motor busi dapat dijalankan dengan bahan bakar gas biomas saja. Sedang motor diesel tidak dapat dijalankan hanya dengan gas biomas melainkan harus menggunakan sistem *dual-fuel*, yaitu gas biomas digunakan secara bersama dengan solar. Pada motor diesel tetap diperlukan bahan bakar solar karena injeksi solar digunakan untuk keperluan penyalaan.

Agar dapat digunakan untuk menjalankan motor, gas dari reaktor harus dibersihkan terlebih dahulu dari debu partikel padat dan tar, karena keberadaan kedua benda tersebut dapat mengganggu kinerja motor atau bahkan dapat merusak komponen motor. Selain itu gas tersebut juga harus didinginkan agar volume spesifiknya turun sehingga menaikkan efisiensi volumetric pada saat langkah isap.

Oleh karena itu Aplikasi turbocharger merupakan salah satu langkah untuk meningkatkan tekanan dan laju aliran udara masuk ruang bakar yang dikompresi oleh kompresor. Aplikasi turbocharger pada motor Diesel dapat menurunkan konsumsi bahan bakar spesifik antara 3-14%. Peningkatan tekanan pada kompresor sentrifugal dilakukan oleh impeller yang terdiri dari sudu-sudu radial yang seragam. Oleh karena itu karakteristik aliran pada satu sudu akan mempresntasikan karakteristik aliran secara keseluruhan sehingga analisa dapat dilakukan pada satu sudu saja.

Pada kompresor sentrifugal udara masuk dan mengenai sudu secara aksial. Selanjutnya udara akan mengalir sesuai dengan profil sudu menuju bagian belakang impeller, sehingga udara akan meninggalkan sudu secara radial. Udara yang meninggalkan sudu akan melalui diffuser untuk menuju volute, dengan tekanan yang meningkat.



Gambar 1. Holset Turbocharger

Tiga siklus turbin gas yang dikenal secara umum yaitu:

a) *Siklus Ericson*

Merupakan siklus mesin kalor yang dapat balik (*reversible*) yang terdiri dari dua proses isotermis dapat balik (*reversible isothermic*) dan dua proses isobarik dapat balik (*reversible isobaric*). Proses perpindahan panas pada proses isobarik berlangsung di dalam komponen siklus

internal (regenerator), dimana efisiensi termalnya adalah: $\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_h}$, dimana T_1 = temperatur buang dan T_h = temperatur panas.

b) *Siklus Stirling*

Merupakan siklus mesin kalor dapat balik, yang terdiri dari dua proses isotermis dapat balik (*isothermal reversible*) dengan volume tetap (isokhorik). Efisiensi termalnya sama dengan efisiensi termal pada siklus Ericson.

c) *Siklus Brayton*

Siklus ini merupakan siklus daya termodinamika ideal untuk turbin gas, sehingga saat ini siklus ini yang sangat populer digunakan oleh pembuat mesin turbine atau manufacturer dalam analisa untuk performance upgrading. Siklus Brayton ini terdiri dari proses kompresi isentropik yang diakhiri dengan proses pelepasan panas pada tekanan konstan. Pada siklus Bryton tiap-tiap keadaan proses dapat dianalisa secara berikut:

bakaran melakukan kerja pada sudu-sudu turbin. Daya yang dibutuhkan turbin;

- Proses 4 ke 1, pembuangan panas pada tekanan konstan ke udara. Jumlah kalor yang dilepas;
- Persamaan dari proses-proses diatas dapat ditulis sebagai berikut:

Kerja Kompresor

$$W_c = \dot{m}_a (h_2 - h_1)$$

Kerja Turbin

$$W_t = (\dot{m}_a + \dot{m}_f)(h_3 - h_4)$$

Kerja Total

$$W_{cyc} = W_t - W_c$$

Kalor masuk Sistem

$$Q_{2,3} = \dot{m}_f \times LHV_{fuel} = (\dot{m}_a + \dot{m}_f)(h_3) - \dot{m}_a h_2$$

Efisiensi corong

$$\eta_N = 1 - \frac{P_{01} - P_{02}}{P_1 - P_2}$$

Efisiensi Isentropik Kompresor

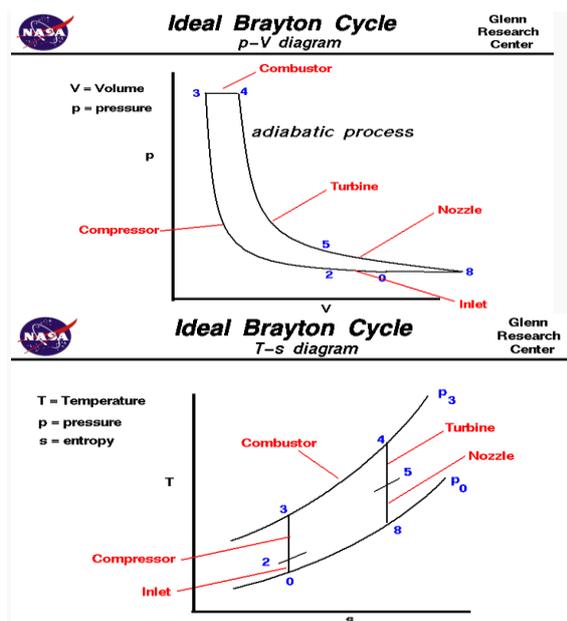
$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

Efisiensi Isentropik Turbin

$$\eta_t = \frac{h_{3s} - h_4}{h_3 - h_4}$$

Efisiensi Siklus

$$\eta_f = \frac{W_{cyc}}{Q_{2,3}}$$



Gambar 2. Skematik Turbin gas dan Siklus Brayton.

- Proses 1 ke 2 (*kompresi isentropik*). Udara dimampatkan secara isentropik didalam kompresor;
- Proses 2 ke 3, proses pembakaran secara isobar, terjadi didalam ruang bakar, dimana udara bertekanan dari kompresor dicampur dengan bahan bakar dan dibakar dengan tekanan konstan. Jumlah kalor yang dihasilkan;
- Proses 3 ke 4, ekspansi isentropik di dalam turbin. dimana gas panas hasil pem-

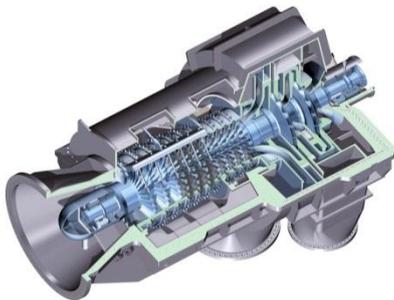
2.4 Kompresor

Berdasarkan Siklus Brayton, kompresor pada sistem turbin gas berfungsi untuk memampatkan udara sehingga ekspansi udara pada saat keluar dari *combustion chamber*, terjadi secara maksimal. Udara atmosfer masuk ke sisi inlet kompresor setelah melewati filter udara. Pada sisi outlet kompresor, udara telah berada pada rasio tekanan tertentu dan siap untuk masuk ke ruang bakar.

Kompresor sentrifugal dan axial menjadi dua tipe kompresor yang diaplikasikan pada sistem turbin gas. Kompresor sentrifugal lebih banyak digunakan pada sistem turbin gas yang berukuran kecil seperti mesin turbojet, karena kemampuannya yang hanya mampu menghasilkan rasio kompresi hingga 3,5:1. Sedangkan kompresor axial lebih banyak digunakan pada turbin gas berukuran besar. Hal tersebut dikarenakan satu *stage* sudu kompresor aksial memiliki rasio kompresi 1,1:1 hingga 1,4:1.

Dan jika menggunakan sistem *multistage* sudu, rasio kompresi dapat mencapai hingga 40:1.

Kelebihan kompresor sentrifugal dibandingkan dengan kompresor konvensional, ialah mampu meningkatkan tekanan udara yang lebih baik yang diakibatkan oleh *impeller* yang berfungsi untuk menaikkan tingkat energy dari fluida dengan mendorongnya kearah luar, berarti menaikkan momentum sudut fluida. Kedua tekanan statis dan kecepatannya bertambah besar di dalam *impeller*. *Difuser* dimaksudkan untuk mengubah energy kinetis fluida yang keluar dari *impeller* kedalam energy tekanan, serta biaya yang lebih murah serta mempunyai efisiensi yang lebih baik, sedangkan kekurangannya adalah rumitnya aliran yang terjadi pada kompresor sentrifugal.



Gambar 3. Kompresor Sentrifugal Pada Turbin Gas.

Satu *stage* kompresor sentrifugal tersusun atas dua bagian sudu yakni rotor dan stator. Sudu rotor berbentuk aerofoil (semacam sayap pesawat) berfungsi untuk mengakselerasi udara sehingga kecepatannya meningkat. Sedangkan sudu stator berbentuk difuser, yang berfungsi untuk mengkonversi kecepatan udara tersebut menjadi tekanan. Sehingga prinsip kerja kompresor aksial pada turbin gas ini adalah dengan mengakselerasi kecepatan udara, diikuti dengan pengkonversian kecepatan udara tersebut menjadi tekanan oleh difuser. Pada sisi akhir stator terdapat difuser yang berfungsi untuk meningkatkan tekanan udara serta mengontrol kecepatannya sebelum masuk ke area *combustion chamber*.

Unjuk Kerja Kompresor

Tingkat kerumitan yang tinggi pada aliran kompresor sentrifugal menjadi simplikasi aliran tiga dimensi menjadi satu dimensi tidak mencerminkan karakteristik alirannya. Oleh karena itu diperlukan analisis tiga dimensi pada kompresor. Unjuk kerja kompresor berkaitan dengan beberapa parameter utama, dan berdasarkan proses

kerjanya yaitu berdasarkan proses adiabatik yaitu proses dengan menggunakan asumsi ideal, dimana proses berlangsung pada proses entropi konstan dimana pada proses ini tidak ada panas yang masuk dan keluar, meskipun pada kenyataannya energi panas tidak bisa dirubah secara keseluruhan menjadi kerja, karena ada kerugian dan proses selanjutnya adalah proses politropik adalah proses kerja aktual yang dihasilkan oleh kompresor itu sendiri sehingga parameter yang bisa kita ambil untuk unjuk kerja kompresor antara lain:

Head

Head Isentropik

Head isentropik adalah kerja per satuan massa yang diperlukan oleh kompresor pada proses isentropik, dan ditunjukkan dengan rumus:

$$H_{isen} = C_p \times T_1 \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right\}$$

$$= R \times Z \times \left(\frac{K}{K-1} \right)$$

Dimana:

$$C_p = \frac{53,35}{SG} \times Z \times \frac{K}{K-1} \quad \text{atau} \quad C_p = \frac{1545}{MW} \times Z \times \frac{K}{K-1}$$

Head Politropik

Head Politropik adalah kerja per satuan massa yang diperlukan oleh kompresor pada proses polytropik reversible dengan kondisi gas masuk dan keluar kompresor yang sama, yang diitunjukkan dalam rumus:

$$H_{poly} = C_p \times T_1 \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right\}$$

$$= R \times Z \times \left(\frac{n}{n-1} \right)$$

Dimana:

$$C_p = \frac{53,35}{SG} \times Z_{avg} \times \frac{n}{n-1} \quad \text{atau} \quad C_p = \frac{1545}{MW} \times Z_{avg} \times \frac{n}{n-1}$$

Untuk mencari harga eksponen politropik (n) digunakan persamaan:

$$\frac{n}{n-1} = \frac{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)}{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}$$

Dimana:

T₁: Temperatur pada sisi suction

T₂: Temperatur pada sisi discharge

P₁: Tekanan pada sisi suction

P₂: Tekanan pada sisi discharge

Proses kompresi dalam kompresor dapat diasumsikan berlangsung secara isentropik, dimana gas masuk pada suhu dan tekanan

tertentu (T_1 dan P_1), sehingga diperoleh harga entropik masuk (S_1). Pada proses isentropik dimana $S_1 = S_2$, dapat ditentukan suhu gas keluar kompresor yaitu: T_1 sedangkan pada proses aktual gas keluar kompresor pada suhu T_2 .

Efisiensi

Efisiensi isentropik

Efisiensi isentropik adalah perbandingan antara head isentropic dengan head aktual. Efisiensi isentropik dapat dihitung dengan persamaan:

$$\begin{aligned}\eta_{isen} &= \frac{H_{isentropik}}{H_{polytropik}} \times \eta_{poly} \\ &= \frac{ZRT_1 \frac{k}{k-1} \left[r_p^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{ZRT_1 \frac{n}{n-1} \left[r_p^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]} \times \eta_{poly} \\ &= \frac{ZRT_1 \frac{k}{k-1} \left[r_p^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{ZRT_1 \frac{k}{k-1} \left[r_p^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]} \times \eta_{poly} \\ &= \frac{\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1}\end{aligned}$$

Efisiensi Politropik

Efisiensi politropik dari sebuah kompresor merupakan perbandingan antara head politropik dengan head isentropik. Dengan persamaan efisiensi politropik adalah:

$$\eta_{poly} = \frac{H_{poly}}{H_{isen}} = \frac{\frac{n}{k-1}}{\frac{n-1}{k}}$$

Kapasitas

Kapasitas kompresor dapat dinyatakan dalam berbagai bentuk seperti:

Inlet volume flow (ICFM) atau aktual inlet volume flow (ACFM), standard volume flow (SCFM) pada kondisi standard yaitu pada tekanan dan suhu standard, massa flow rate adalah kapasitas yang dihitung dalam laju aliran massa.

Hubungan antara kondisi standard dengan kondisi inlet(aktual), dapat digunakan persamaan gas ideal:

$$\frac{P_1 \times Q_1}{T_1} = \frac{P_2 \times Q_2}{T_2} \quad \text{atau} \quad \frac{P_1 \times \text{ICFM}}{T_1} = \frac{P_2 \times \text{SCFM}}{T_2}$$

Dimana : P_s : Tekanan standard

T_s : Temperatur standard

Maka didapat:

$$\text{ICFM} = \text{SCFM} \times \frac{P_2}{P_1} \times \frac{T_2}{T_1} \quad \text{atau} \quad \text{SCFM} = \text{ICFM} \times \frac{P_1}{P_2} \times \frac{T_1}{T_2}$$

$$\dot{m} = Q \times \rho$$

Dimana: \dot{m} : laju aliran massa

Q : kapasitas

ρ : density

$$\text{Jadi} \quad \dot{m} = \text{SCFM} \times \rho_s$$

Sedang ρ_s dapat dihitung dari:

$$PV = mRT \Rightarrow \frac{m}{V} = \frac{P}{RT}$$

$$\text{Sedangkan} \quad \frac{m}{V} = \rho; \text{ jadi } \rho = \frac{P_s}{RT_s}$$

$$\rho_s = \frac{P_s}{RT_s}$$

$$\text{Jadi} \quad \dot{m} = \text{SCFM} \times \frac{P_s}{RT_s}$$

Bila dikoreksi terhadap faktor kompresibilitas maka:

$$\dot{m} = \text{SCFM} \times \frac{P_s \times SG}{RTZ_1}$$

Daya

Ada beberapa daya yang berhubungan dengan gas:

Daya gas

Daya yang diterima oleh gas power atau aerodinamik power yang dapat dihitung dengan persamaan:

$$\text{GHP} = \frac{\dot{m} \times H}{\text{conversion faktor}}$$

Dimana : GHP : Gas Horse Power

\dot{m} : Mass flow rate

H : Head

Daya Kompresor

Daya kompresor dihitung dengan persamaan:

$$\text{CHP} = \frac{\text{GHP}}{\eta_m}$$

Dimana : CHP : Compressor Horse Power

η_m : Efisiensi Mekanik

Daya Penggerak

Daya penggerak dari kompresor dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$\text{DHP} = \frac{\text{CHP}}{\eta_{transmisi}}$$

Dimana

DHP : Driver Horse Power

η_{trans} : Efisiensi transmisi

Perhitungan Gas Propertis

Untuk menghitung gas propertis, digunakan langkah-langkah sebagai berikut:

Siapkan data komposisi gas campuran dengan setiap mol fraksinya, siapkan tabel berat molekul, tekanan kritis, dan temperature kritis setiap fraksi gas, masukan juga nilai kalor spesifiknya pada tekanan konstan, C_p untuk setiap gas, pada temperature kondisi campuran, hitung dan buat daftar kontribusi dari setiap gas untuk berat molekul, tekanan kritis, temperature kritis, dan panas spesifik dengan mengalikannya dengan mol fraksi setiap gas, jumlahkan masing-masing kontribusi setiap gas hingga didapat parameter dalam kondisi campuran, lalu hitung nilai perbandingan panas spesifik, K dengan persamaan:

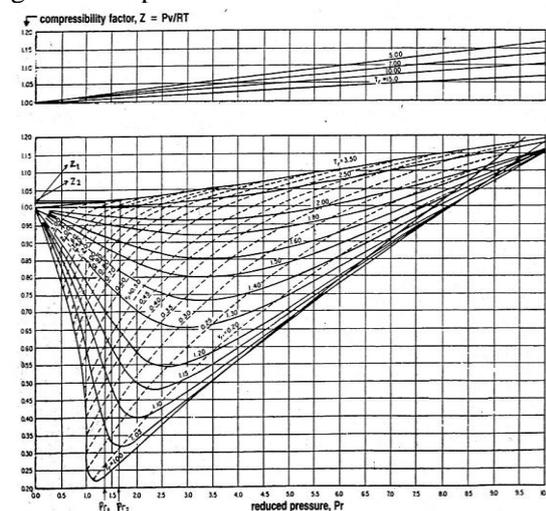
$$K : \frac{C_p}{C_p - 8,314}$$

Lalu untuk menghitung nilai tekanan reduksi (P_r), dan temperature reduksi (T_r), untuk mendapatkan faktor kompresibilitas, dengan persamaan:

$$P_r : \frac{P}{P_c}$$

$$T_r : \frac{T}{T_c}$$

Dimana P dan T adalah tekanan dan temperature yang diukur, sedangkan untuk mendapatkan nilai faktor kompresibilitas (Z) dengan memplotkan nilai P_r dan T_r pada grafik kompresibilitas.



Gambar 4. Faktor-faktor koreksi beda tekanan untuk impeller sentrifugal

2.5. Parameter Yang Mempengaruhi Unjuk Kerja

Unjuk kerja kompresor dipengaruhi oleh beberapa, antara lain sebagai berikut:

a) Pengaruh Suhu Gas Masuk

Suhu masuk kedalam kompresor tentunya sangat mempengaruhi unjuk kerja dari

kompresor karena akan mengakibatkan beberapa parameter yang akan mempengaruhi antara lain: kerapatan massa gas menurun pada kapasitas yang sama, laju aliran massa yang dihasilkan akan menurun, daya yang dibutuhkan kompresor akan naik, dan pressure ratio akan menurun, hal-hal inilah yang akan mempengaruhi kinerja kompresor apabila temperature yang masuk kompresor tidak dikontrol.

b) Pengaruh Tekanan Gas masuk

Pada kompresor yang beroperasi pada putaran konstan dan laju aliran volume yang sama, maka penurunan tekanan gas masuk akan mengakibatkan kinerja kompresor tentunya akan terpengaruh karena akan mengakibatkan, laju aliran gas keluar kompresor turun, tekanan gas keluar kompresor turun, kebutuhan daya kompresor turun, oleh karena itu untuk menjaga tekanan gas keluar kompresor yang konstan, maka kompresor diharuskan beroperasi dengan putaran tinggi, akibatnya daya yang dibutuhkan oleh kompresor bertambah.

c) Pengaruh Jenis Gas

Bila jenis gas berubah komposisinya dan *spesifik gravity* (SG) gas turun akan mengakibatkan: Laju aliran massa menurun dan daya yang dibutuhkan kompresor menurun. Tetapi sekarang, turbin gas berbahan bakar gas alam yang telah mendominasi karena kemampuan start (*black start*) yang cepat, efisiensi yang tinggi, biaya awal yang lebih rendah, waktu pemasangan yang lebih cepat, karakter gas buang yang lebih baik dan berlimpahnya persediaan gas alam. Biaya pembangunan pembangkit tenaga turbin gas kira-kira setengah kali biaya pembangunan pembangkit tenaga turbin uap berbahan bakar fosil yang merupakan pembangkit tenaga utama hingga awal tahun 1980-an. Lebih dari separoh dari seluruh pembangkit daya yang akan dipasang dimasa akan datang diperkirakan akan merupakan pembangkit daya turbin gas ataupun dikombinasikan dengan turbin uap (*combined cycle*). bahan bakar gas yang bersih (seperti gas alam) paling cocok untuk turbin gas. Bagaimanapun, bahan bakar tersebut diatas akan menjadi lebih mahal dan pasti akan habis. Oleh karena itu, pemikiran ke-masa depan harus dilakukan untuk menggunakan bahan bakar alternatif lain tentunya salah satunya adalah dengan menggunakan biomass, karena karakteristiknya sama dengan gas alam, tetapi gas alam selain mahal, tentu-

nya untuk kedepannya akan sulit didapat.

d) *Pengaruh Faktor Kompresibilitas*

Faktor kompresibilitas gas sangat dipengaruhi oleh jenis atau komposisi gas dan tekanan serta temperature. Bila nilai Z naik dan kapaitas konstan menyebabkan, daya yang diperlukan kompresor naik dan pressure ratio menurun dan begitu sebaliknya.

e) *Pengaruh Putaran Kompresor*

Perubahan putaran kompresor akan berpengaruh banyak terhadap karakteristik kompresor, dengan kenaikan putaran kompresor akan mengakibatkan anatar lain: Naiknya kapasitas atau laju aliran massa sebanding dengan perbandingan putaran kompresor, naiknya head yang sesuai dengan perbandingan putaran kompresor, naiknya kebutuhan daya yang diperlukan sesuai dengan perbandingan putaran kompresor, dan begitu pula sebaliknya. karena hal ini dapat dilihat dari teori kesamaan sebagai berikut:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right), \quad \frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2, \quad \frac{N_2}{N_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$$

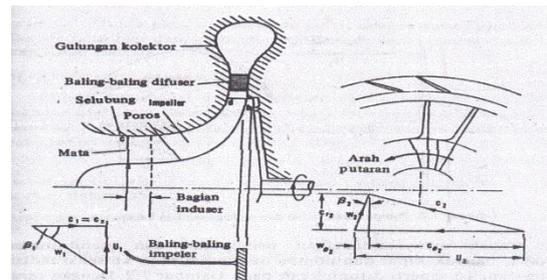
f) *Pengaruh Perubahan Diameter Luar Impeller*

Perubahan ukuran diameter luar impeller mempunyai pengaruh yang sama dengan perubahan putaran, bila ukuran diameter luar impeller diperbesar dimana kompresor beroperasi pada putaran tetap, maka akan menyebabkan: kenaikan kapasitas sebanding dengan perbandingan kenaikan diameter, kenaikan head sebanding dengan perbandingan kenaikan diameter impeller kompresor, kenaikan daya yang diperlukan kompresor sesuai dengan perbandingan kenaikan diameter impeller kompresor.

2.6 Komponen-Komponen Kompresor Yang Mempengaruhi Unjuk Kerja Impeller

Impeller merupakan salah satu komponen vital pada kompresor karena menentukan aliran fluida yang dikompresi. Impeller terdiri dari dua komponen utama yaitu: inducer dan sudu. Beberapa profil sudu yang biasa digunakan pada kompresor yaitu:

Pada mesin-mesin turbo, seperti pada kompresor, pompa, turbin, dll, untuk merepresentasikan kondisi kinematic fluida dan sudu digunakan konsep segitiga kecepatan (speed triangles), yaitu pada sisi masuk dan keluar fluida, dengan sudu gerak atau sudu putar.



Gambar 5. Segitiga kecepatan pada kompresor sentrifugal, inlet dan outlet

Segitiga kecepatan sebelah kiri merupakan segitiga kecepatan saat fluida masuk kompresor sedangkan segitiga kecepatan sebelah kanan merupakan segitiga kecepatan ketika fluida meninggalkan kompresor. Dengan kecepatan (N) tertentu, maka kecepatan sudu, u dapat ditentukan.

$$u = \omega \times r_2$$

Gerak tiga dimensi pada impeller terdiri dari tiga komponen kecepatan, yaitu kecepatan radial (c_r), kecepatan tangensial (c_θ), kecepatan aksial (c_x),

$$c^2 = c_r^2 + c_\theta^2 + c_x^2$$

Berdasarkan ke tiga komponen kecepatan yang terdapat pada sudu kompresor, maka rotalpi dapat dituliskan sebagai:

$$I = h + \frac{1}{2} (c_r^2 + c_\theta^2 + c_x^2 - 2Uc_\theta)$$

Apabial ruas kanan ditambahkan masing-masing komponen U^2 , maka:

$$I = h + \frac{1}{2} (U^2 - 2Uc_\theta + c_\theta^2) + \frac{1}{2} (c_r^2 + c_x^2 - U^2) \\ = h + \frac{1}{2} (U - c_\theta)^2 + \frac{1}{2} (c_r^2 + c_x^2 + U^2)$$

Dari segitiga kecepatan, $U - c_\theta = w$ dan

$$w^2 = c_r^2 + w_\theta^2 + c_x^2$$

$$I = h + \frac{1}{2} (w^2 - U^2)$$

$$\text{Apabila } h_{o,rel} = h + \frac{1}{2} w^2$$

$$I = h_{o,rel} - \frac{1}{2} U^2$$

Karena nilai rotalpi I_1 dan I_2 tetap $I_1 = I_2$; maka

$$h_2 - h_1 = \frac{1}{2} (U_1^2 - U_2^2) + \frac{1}{2} (w_1^2 - w_2^2)$$

Kerja spesifik pada fluida;

$$\Delta W = U_2 c_{\theta 2}$$

Bagian eye pada sudu merupakan bagian yang perlu untuk dirancang secara rinci. Kecepatan fluida pada eye harus sesuai dengan kondisi operasi. Apabila kecepatan pada eye sudu terlalu besar akan menyebabkan rugi-rugi tekanan. Kecepatan fluida

eye ditentukan oleh rasio antara radius hub (r_{h1}), dan radius shroud (r_{s1}), ($\frac{r_{h1}}{r_{s1}}$).

2.7 Difuser

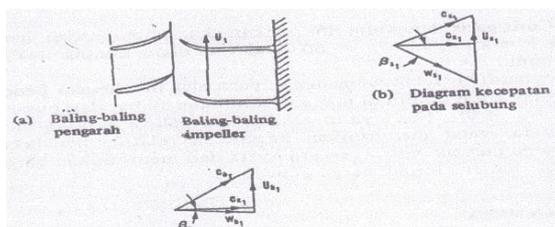
Difuser berfungsi untuk mereduksi kecepatan fluida yang meninggalkan sudu sehingga meningkatkan tekanan. Difuser harus direncanakan dengan baik agar laju difusi sesuai dengan karakteristik operasi. Laju difusi yang terlalu tinggi akan menyebabkan bercampurnya aliran serta rugi-rugi yang besar karena adanya temperature stagnasi. Apabila laju difusi terlalu rendah, jarak tempuh fluida akan semakin besar sehingga rugi akibat gesekan juga semakin besar. Pada kompresor secara umum terdapat dua jenis diffuser, yaitu diffuser berbilah dan diffuser tanpa bilah (*vaned diffusser* dan *vaneless diffuser*).

$$\eta_D = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} = (h_2 - h_1) = \frac{(c_1^2 - c_2^2)}{(c_1^2 - c_2^2)} = \frac{(T_{2s}/T_1 - 1)}{(T_2/T_1 - 1)}$$

$$\eta_D = \frac{(p_2/p_1)^{(\gamma-1)/\gamma}}{[(p_{01}/p_{02})(p_2/p_1)]^{\gamma-1/\gamma-1}}$$

2.8 Faktor Slip

Meskipun aliran fluida yang meninggalkan sudu kompresor diasumsikan terjadi tanpa gesekan (*frictionless*), aliran fluida ini tidak akan memiliki pola yang sama persis dengan pola sudu, yang disebut sebagai slip. Terjadinya slip akan menghasilkan sudut antara sudu dengan aliran (β_2). Slip tidak akan terbentuk apabila kompresor kompresor memiliki jumlah sudu sangat tipis yang tak-hingga, sehingga hanya dihasilkan sudut alir relatif (β_2). Maka kerja kompresor merupakan fungsi dari slip yang terjadi ketika kompresor beroperasi. Gambar berikut menunjukkan segitiga kecepatan dengan dan tanpa terjadinya slip.



Gambar 6. Segitiga kecepatan tanpa terjadinya slip

Faktor slip di simbolkan dengan:

$$\sigma = \frac{c_{\theta 2}}{c_{\theta 2'}}$$

Dimana $c_{\theta 2}$ adalah komponen tangensial dari kecepatan absolut dari fluida yang

meninggalkan sudu menurut β_2 , dengan

$$c_{\theta 2} = c_{\theta 2'} - c_{\theta 2}, \text{ sehingga:}$$

$$\sigma = 1 - \frac{c_{\theta 2}}{c_{\theta 2'}}$$

Terdapat beberapa persamaan yang umum digunakan untuk menyatakan faktor slip, yaitu Stodola Equation, Stanitz Equation, dan Balje Equation

2.9 Stodola Equation

Menurut Stodola, kecepatan slip diasumsikan yang terjadi disebabkan karena gerak rotasi, dengan nilai slip, σ :

$$\sigma = 1 - \frac{\pi}{z} \left(\frac{\sin \beta'_2}{1 - \varphi_2 \cos \beta'_2} \right)$$

Dengan

$$\varphi_2 = \frac{c_{r2}}{U_2}$$

Untuk sudu radial dengan $\beta_2 = 90^\circ$, maka:

$$\sigma = 1 - \frac{\pi}{z}$$

2.10 Stanitz Equation

Persamaan Stanitz berlaku untuk sudu radial dengan $45^\circ < \beta_2 < 90^\circ$ kecepatan slip diketahui berdasarkan sudut keluar sudu dan kompresibilitas.

$$\sigma = \frac{1,98}{z (1 - \varphi_2 \cos \beta'_2)}$$

Untuk $\beta'_2 = 90^\circ$,

$$\sigma = 1 - \frac{1,98}{z}$$

2.11 Balje Equation

Persamaan Balje berlaku untuk sudu radial dengan $\beta'_2 = 90^\circ$

Dengan $n = \frac{\text{Impeller diameter}}{\text{Eye tip diameter}}$

$$\sigma = \left(1 + \frac{6,2}{(zn)^{2/3}} \right)^{-1}$$

Secara umum, nilai slip yang terjadi berkisar pada angka 0,9. Maka dengan adanya slip yang terjadi, maka kerja yang diterima fluida tidak akan sama dengan yang diberikan oleh kompresor, berdasarkan slip yang terjadi

$$W \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) = \frac{\sigma \times u_2^2}{1000} = c_p (T_{02} - T_{01})$$

2.12 Computational Fluid Dynamic

Computational Fluid Dynamic (CFD) adalah suatu analisa system yang melibatkan aliran fluida, perpindahan panas dan fenomena-fenomena yang terkait didalamnya yang dilakukan dengan simulasi berbasis computer. Dengan menggunakan CFD, hasil penelitian mengenai aliran fluida dan perpindahan panas tidak perlu dilakukan pengujian secara actual,

melainkan terlebih dahulu membuat model untuk selanjutnya dilakukan simulasi.

3. METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Waktu dan Tempat Penelitian

Waktu penelitian dilaksanakan pada bulan Desember 2014 sampai dengan April 2015 sedangkan untuk tempat penelitian akan dilaksanakan di Jakarta pada Pembangkit Listrik Tenaga Biomass Bantargebang dan Laboratorium CFD Magister Teknik Universitas Pancasila.

3.2 Metode Penelitian

Metode penelitian yang digunakan dalam menyelesaikan masalah ini dilakukan melalui pendekatan numerik. Pendekatan dilakukan dengan menggunakan metoda yang dihitung dengan bantuan CFD (*Computational Fluid Dynamic*).

Penelitian ini dilakukan dengan tahap-tahap sebagai berikut:

- Pengumpulan informasi melalui studi pustaka berkaitan dengan Pembangkit Listrik dengan Bahan Bakar Biomass;
- Mendatangkan tenaga ahli yang betul-betul paham dengan pembangkit listrik tenaga biomass;
- Melakukan kunjungan ketempat dimana sudah dibangun pembangkit listrik tenaga biomass;
- Pengambilan data, setelah itu dianalisa serta dioptimasi bagaimana laju aliran dari kompresor bisa menghasilkan kerja turbin gas, menghasilkan efisiensi ideal dan aktual yang lebih baik dengan menggunakan aplikasi perhitungan dengan menggunakan computer.

3.4 Rangkaian Kegiatan Penelitian

Penelitian dilakukan dengan langkah memperoleh parameter-parameter serta data karakteristik dari kompresor yang dapat merepresentasikan parameter unjuk kerja system. Tahap kedua merupakan analisa dari profil sudu kompresor yang dilakukan dengan menggunakan metode dan aplikasi CFD

3.5 Teknik Pengumpulan dan Pengolahan data Teknik pengumpulan data

Teknik pengumpulan data dan pengujian dilakukan dengan menggunakan CFD (*Computational Fluid Dynamics*), dengan mengambil data dari pembangkit listrik tenaga biomass yang sudah ada lalu dioptimasi dengan menggunakan aplikasi dari computer

sehingga menghasilkan efisiensi yang lebih baik dibandingkan dengan pembangkit listrik tenaga biomass yang sudah ada.

3.6 Pengolahan Data

Data kuantitatif yang diperoleh dari hasil pengujian dengan CFD (*Computational Fluid Dynamics*) diolah dengan menggunakan formulasi dan simulasi numeric yang diperoleh dari buku-buku referensi dan sumber lain yang relevan dengan penelitian ini, kemudian data tersebut dituangkan dalam bentuk tabel dan grafik.

Tabel 1. Jadwal Penulisan dan Pengambilan Data

No	Jenis Pekerjaan	Bulan						
		Januari	Februari	Maret	April	Mei	Juni	Ket
		1	2	3	4	5	6	7
1	Pendahuluan	√						
2	Hasil Studi Litelatur	√	√					
3	Metodologi Penelitian	√	√					
4	Hasil Penelitian		√	√	√	√		
5	Kesimpulan dan saran						√	
6	Daftar Pustaka	√						

4. HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN

Tabel 2. Properti Isentropis

No	Cp	Cv	Y	P ₀₂ /P ₀₁	T _{02SS} K
1	1.005	0.7188	1.4000	7.76308	544.9044
2	1.005	0.7188	1.4000	7.76308	553.8917
3	1.005	0.7188	1.4000	7.76308	562.8791
4	1.005	0.7188	1.4000	7.76308	571.8665
5	1.005	0.7219	1.4000	7.76308	580.8538

Tabel 3. Properti kecepatan inlet.

No	U _i (m/s)	w _i (m/s)	c _i (m/s)	A (m/s)	M _i
1	98.910	164.084	130.923	349.0067	0.3751
2	164.850	273.474	218.204	351.8731	0.6201
3	247.275	410.211	327.307	354.7163	0.9227
4	329.700	546.948	436.409	357.5369	1.2206
5	494.550	820.421	654.613	360.3355	1.8167

Tabel 4. Properti kecepatan outlet

No	U ₂ (m/s)	w ₀₂ (m/s)	c ₀₂ (m/s)	c ₂ (m/s)	c ₂ (m/s)	w ₂ (m/s)	M ₂
1	49.455	56.2154	42.6945	14.8842	44.5769	58.1525	0.1277
2	82.425	93.6924	71.1575	24.8071	74.2948	96.9209	0.2111
3	123.63	140.538	106.736	37.2106	111.442	145.381	0.3141
4	164.85	187.384	142.315	49.6142	148.589	193.842	0.4155
5	247.27	281.077	213.472	74.4213	222.884	290.763	0.6185

Maka luas penampang hisap kompresor

$$A = \pi \times k \times r_{s1}^2$$

Dengan $k = 1 - \left(\frac{r_{s1}}{r_{h1}}\right)^2$

$$k = 1 - \left(\frac{0,63}{0,83}\right)^2 = 0,42386$$

$$A = \pi \times 0,42386 \times 0,63^2 = 0,52824 \text{ m}^2$$

Sehingga laju massa udara masuk ke kompresor:

$$\dot{m} = \rho_1 \times A \times Cx_1$$

$$\dot{m} = 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,52824 \text{ m}^2 \times 130,923 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 82,99 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Head Isentropik

$$H_{isen} = C_p \times T_1 \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\}$$

$$H_{isen} = 1,005 \times 302,49 \left\{ (8)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right\}$$

$$H_{isen} = 246,677 \text{ m}$$

Head Polytropik

$$H_{poly} = C_p \times T_1 \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right\}$$

Dimana: $\frac{n-1}{n} = \frac{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)}{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}$

$$\frac{n-1}{n} = \frac{\ln\left(\frac{547,94}{302,49}\right)}{\ln(8)}$$

$$\frac{n-1}{n} = \frac{\ln 1,81143}{\ln 8} \text{ maka } n = 1,5028$$

$$H_{poly} = C_p \times T_1 \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right\}$$

$$H_{poly} = 1,005 \times 302,49 \left\{ (8)^{\frac{1,5028-1}{1,5028}} - 1 \right\}$$

$$H_{poly} = 305,57 \text{ m}$$

Sehingga efisiensi polytropik:

$$\eta_{poly} = \frac{\left(\frac{n}{n-1}\right)}{\left(\frac{k}{k-1}\right)}$$

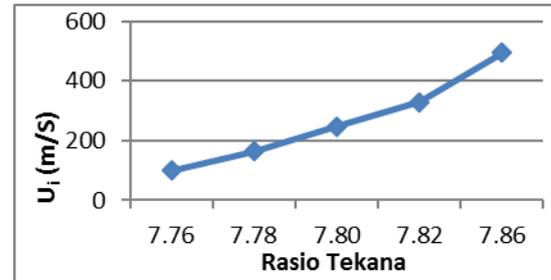
$$\eta_{poly} = \frac{\left(\frac{1,5028}{1,5028-1}\right)}{\left(\frac{1,4}{1,4-1}\right)} = 85,39 \%$$

Sehingga head actual polytropik dapat dihitung:

$$H_{act poly} = \frac{H_{poly}}{\eta_{poly}}$$

$$H_{act poly} = \frac{305,57 \text{ m}}{0,8539} = 357,86 \text{ m}$$

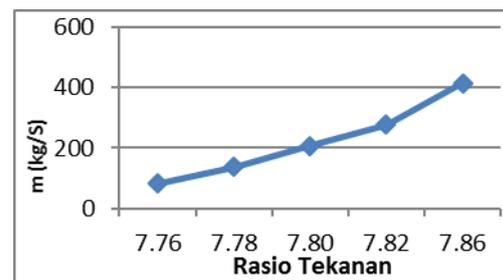
Grafik Properti Kompresor Sentrifugal Grafik antara rasio tekanan dan kecepatan sudut



Gambar 7. Grafik rasio tekanan vs u₁

Dengan semakin besar rasio tekanan, laju massa gas yang masuk semakin besar, yang dicapai dengan kecepatan yang lebih tinggi. Namun, efisiensi juga selalu naik dengan rasio tekanan yang semakin besar dan kecepatan yang semakin tinggi. Oleh karena itu, rasio tekanan harus dikendalikan agar mencapai kecepatan sudu yang optimum. Gambar 7 menunjukkan kecepatan yang tertinggi sebesar 495,0 m/s pada rasio tekanan 7,86 Rasio tekanan dapat dikendalikan melalui jumlah bahan bakar sehingga kecepatan sudu juga dapat dikendalikan.

Grafik antara rasio tekanan dan laju aliran massa

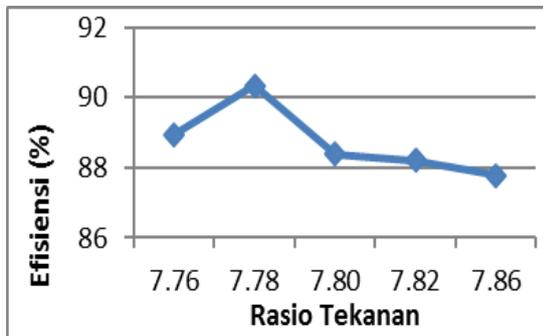


Gambar 8. Grafik rasio tekanan vs ṁ

Gambar 8 menunjukkan bahwa semakin besar rasio tekanan, maka laju alir massa yang dihasilkan compressor juga semakin besar. Namun, rasio tekanan hendaknya dikendalikan untuk mendapatkan laju aliran massa yang diinginkan. Hal ini dapat dilakukan dengan pengaturan kecepatan putaran kompresor karena dengan putaran yang tinggi maka laju aliran massa juga akan mengalami

penurunan akan tetapi akan meningkatkan temperatur sehingga akan menaikkan kembali efisiensi kompresor. Gambar 4.4 menunjukkan pada pengujian dengan rasio tekanan tertinggi 7,86 Dihasilkan laju aliran massa sebesar 415 $\frac{kg}{s}$

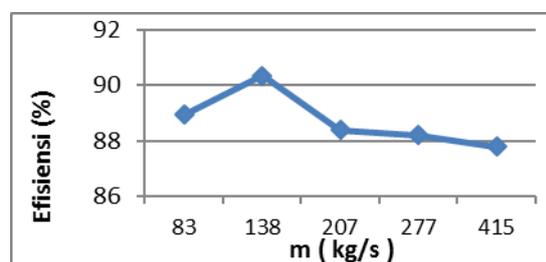
Grafik antara rasio tekanan dan efisiensi



Gambar 9. Grafik rasio tekanan vs efisiensi

Rasio tekanan kompresor yang semakin tinggi dihasilkan oleh laju alir massa yang semakin tinggi dan putaran yang tinggi yang akan mengakibatkan efisiensi mengalami penurunan hal ini akibat dari putaran kompresor yang semakin tinggi sehingga akan mempengaruhi dari kerja kompresor yang tidak mungkin mempunyai putaran yang tinggi akibatnya kompresor dalam kerjanya akan mengalami penurunan hal ini sesuai dengan Berdasarkan *compressor performance map* putaran yang dihasilkan kompresor berada pada high speed region sehingga terjadi fenomena dimana efisiensi kompresor akan terus menurun pada laju alir massa yang meningkat.

Grafik antara laju alir massa dan efisiensi

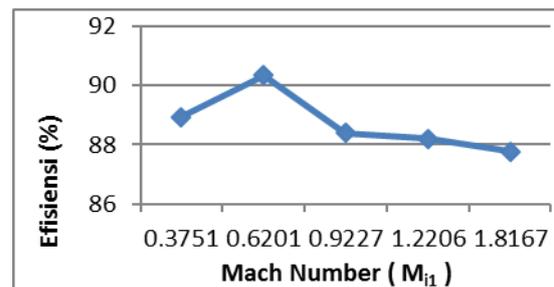


Gambar 10. Grafik \dot{m} vs efisiensi

Gambar 10 menunjukkan bahwa efisiensi akan semakin turun seiring dengan laju aliran massa yang semakin meningkat hal ini disebabkan temperatur yang dihasilkan tinggi sehingga rasio tekanan juga semakin meningkat seiring dengan naiknya putaran kompresor maka temperatur yang dihasilkan juga

naik yang mengakibatkan rasio tekanan juga naik maka efisiensi juga akan turun seiring dengan meningkatnya putaran kompresor. Berdasarkan *compressor performance map* putaran yang dihasilkan kompresor masih berada pada high speed region sehingga terjadi fenomena dimana efisiensi kompresor akan terus menurun pada laju alir massa yang meningkat. Pada keadaan ini, kompresor berada pada zona surge dimana aliran menjadi tidak stabil.

Grafik antara Mach Number dan efisiensi

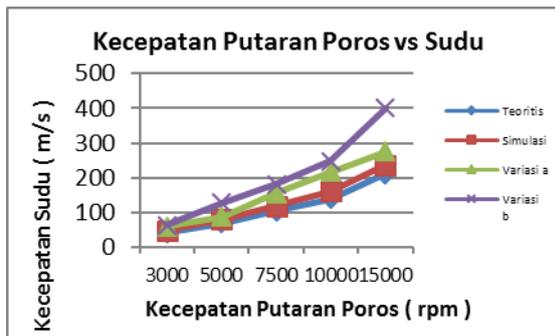


Gambar 11. Grafik M_1 vs efisiensi

Pada tekanan yang semakin besar akan menghasilkan kecepatan yang semakin besar, yang berarti laju alir massa gas juga akan semakin besar. Namun, nilai efisiensi akan turun secara drastis seiring dengan semakin besarnya kecepatan. Fenomena ini karena adanya rugi akibat separasi aliran pada bagian inducer sehingga menyebabkan lapisan batas pada permukaan sudu yang semakin tebal. Gambar 11 menunjukkan bahwa efisiensi akan mengalami penurunan karena adanya rasio tekanan yang naik serta putaran kompresor yang tinggi sehingga menghasilkan temperatur yang tinggi pula.

Simulasi dilakukan terhadap variasi radius splitter blade, yaitu radius splitter blade standar (26,75 mm), variasi a sebesar 63,00 mm, dan variasi b sebesar 83,00 mm, dimana full blade tetap. Tren kecepatan kompresor untuk tiap-tiap putaran poros cenderung sama. Akan tetapi variasi splitter blade b dengan radius 83,00 cenderung menghasilkan kecepatan kompresor yang lebih tinggi pada putaran poros yang semakin tinggi.

Sebagai verifikasi hasil simulasi dengan metode CFD untuk radius splitter blade standar terhadap perhitungan teoritis yang sudah dilakukan, tersaji pada grafik:



Gambar 12. Grafik Kecepatan Putaran Poros vs Kecepatan Sudu.

Kecepatan yang dihasilkan oleh CFD selalu lebih rendah untuk setiap uji. Pada putaran poros 3000 rpm, nilai kecepatan yang dihasilkan melalui metode CFD lebih tinggi 16,19%, pada putaran 5000 rpm, lebih tinggi 14,98% pada putaran 7500 lebih tinggi 12,87%. Sedangkan pada putaran 10000 dan 15000, lebih tinggi masing-masing 14,57% dan 12,95%, secara rata-rata, perbedaan antara teoritis dan metode CFD sebesar 14,31%. Secara rata-rata, variasi splitter blade akan menaikkan kecepatan sudu kompresor 23,36% dan variasi b akan meningkatkan kecepatan sudu sebesar 53,31% terhadap penggunaan splitter blade standar.

5. KESIMPULAN

Dari hasil analisis dan optimasi dengan menggunakan simulasi CFD maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut:

1. Dari hasil perhitungan dimana semakin besar perbandingan tekanan yang dihasilkan maka efisiensi kompresor juga semakin besar, hal ini dikarenakan temperatur keluar dari kompresor juga meningkat dan laju aliran massa akan semakin meningkat.
2. Dari hasil simulasi CFD dengan menggunakan ukuran splitter blade standar, dapat diketahui semakin tinggi putaran poros maka kecepatan sudu yang dihasilkan akan semakin meningkat artinya putaran poros dan kecepatan sudu berbanding lurus hal ini dikarenakan semakin tinggi putaran maka jarak radius antara full blade dan splitter blade semakin dekat, sehingga separasi aliran tip blade akan berkurang.
3. Kecepatan sudu yang dihasilkan dengan menggunakan simulasi CFD selalu lebih tinggi untuk setiap uji, pada putaran 3000 rpm, lebih tinggi 16,19%, 5000 rpm lebih tinggi 14,98% , pada putaran 7500 rpm

lebih tinggi 12,87%, untuk putaran 10000 rpm lebih tinggi 14,57%, dan untuk putaran 15000 rpm lebih tinggi 12,95% , namun pada dasarnya hasil simulasi dan dari teoritis pada dasarnya sama dimana semakin tinggi putaran poros maka kecepatan sudu juga akan meningkat dan hal ini tentunya tergantung dari berapa besar sudut α dan sudut β yang dihasilkan.

4. Nilai efisiensi yang menurun hal ini dikarenakan adanya pemisahan aliran pada sudu inducer hal ini dikarenakan laju aliran massa yang semakin besar akan tetapi pada unjuk kerja kompresor yang diluar rentang optimum menurut kompresor map karena adanya rugi-rugi karena adanya batas yang semakin tebal yang mengakibatkan efisiensi akan semakin menurun.
5. Pada penelitian ini dengan menggunakan putaran 5000 rpm, unjuk kerja kompresor semakin baik karena hal ini disebabkan kompresor berada pada daerah surge, dan laju aliran massa juga semakin meningkat dan putaran kompresor berada pada daerah titik optimum dari kompresor map.

DAFTAR PUSTAKA

- Arismunandar, Wiranto. *Turbin Gas Dan Motor Propulsi*. Penerbit ITB, Bandung. 2002.
- Black & Veatch, "Power Plant Engineering", Chapman & Hall, an International Thomson Publishing Company.
- Dietzel, Fritz. Alihbahasa: Dakso Sriyono. *Turbin Pompa dan Kompresor*. Erlangga. 1990.
- El-Wakil, M.M. *Instalasi Pembangkit Daya*. Jilid 1. Jakarta: Erlangga. 1992.
- Giampaolo, Tony. *Gas Turbine Handbook Principles and Practice 4th Edition*. Fairmont Press. 2009.
- J, Moran Michael dan Howard N Shapiro. *Fundamentals Of Engineering Thermodynamics 5th Edition*. 2006.
- Pudjanarsa Astu ,dan Djati Nursuhud. *Mesin Konversi Energi*. Yogyakarta. 2006.
- J.M. Ogden, R.H. Williams, and M.E. Fulmer

- (1991). *Cogeneration Applications of Biomass Gasifier/Gas Turbine Technology in the Cane Sugar and Alcohol Industries*, Energy and Environmental in the 21-st Century Proceeding, The MIT Press.
- BPPT-KFA (1988). *MACRO: Macro-Economic Computer Model, Final Program and Input/Output Listing*.
- AEEMTRC (1996). *Biomass-Fuel of The Past and for The Future*, Effergy, Vol.2, No. 1.
- Sanford Fleeter, Elias Houstis, John Rice, dan Chen Zhou. *Gas Turbine Engine Compressor-Combuster Dynamic Simulation Design*. 1999 U.S. Departement of Energy ASCI Program.
- Anthony Giampaolo. *Gas Turbine Handbook: Principles and Practices* 3rd ed. The Fairmont Press: Liburn, UK, 2006.
- Seiichi Ibaraki, Tetsuya Matsuo, Hiroshi Kuma, Kunio Sumida, Toru Suita. *Aerodynamic of Transonic Centrifugal Compressor Impeller*. *Journal of Turbomachinery* 125 (2003) 346 -351.
- Tony Dickens, Ivor Day. *The Design Of Highly Loaded Axial Compressor*. 2011. ASME: *Journal of Turbomachinery*, 2011. Vol 133/031007-1.