

# PROSIDING



Seminar  
Nasional **8**  
**TEKNIK MESIN**



**“Peningkatan Kualitas Penelitian  
untuk Mencapai Sumber Daya  
Manusia yang Kompeten di  
Bidang Teknik Mesin ”**

**Kamis, 20 Juni 2013  
Kampus Universitas Kristen Petra  
Surabaya**

**Editor:  
Fandi D. Suprianto  
Willyanto Anggono  
Joni Dewanto  
Gan Shu San  
Sutrisno**

**Penerbit:  
Program Studi Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Universitas Kristen Petra  
Jl. Siwalankerto 121 - 131, Surabaya 60236**

**Didukung oleh :**





# **PROSIDING SEMINAR NASIONAL TEKNIK MESIN 8**

“Peningkatan Kualitas Penelitian untuk Mencapai Sumber Daya Manusia yang Kompeten di Bidang Teknik Mesin”

Hak Cipta @ 2013 oleh SNTM 8  
Program Studi Teknik Mesin  
Universitas Kristen Petra

Dilarang mereproduksi, mendistribusikan bagian dari publikasi ini dalam segala bentuk maupun media tanpa seijin Program Studi Teknik Mesin – Universitas Kristen Petra

Dipublikasikan dan didistribusikan oleh:  
Program Studi Teknik Mesin  
Universitas Kristen Petra,  
Jl. Siwalankerto 121-131  
Surabaya, 60236  
INDONESIA

**ISBN: 978-979-25-4417-6**

## **TIM PENGARAH (REVIEWER):**

- 1. Prof. Dr. Djatmiko Ichsani, M.Eng.**  
(Institut Teknologi Sepuluh Nopember)
- 2. Prof. Dr. Ir. Djoko Suharto, M.Sc.**  
(Institut Teknologi Bandung)
- 3. Prof. Dr. Ir. Eddy Sumarno Siradj, M.Sc.**  
(Universitas Indonesia)
- 4. Prof. Ir. I.N.G. Wardhana, M.Eng., M.Sc.**  
(Universitas Brawijaya)
- 5. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., PhD.**  
(Institut Teknologi Sepuluh Nopember)
- 6. Prof. Dr. Kuncoro Diharjo, S.T., M.T.**  
(Universitas Negeri Sebelas Maret)
- 7. Prof. Dr.-Ing. Ir. Mulyadi Bur**  
(Universitas Andalas)
- 8. Prof. Dr. Ir. Yatna Yuwana Martawirya**  
(Institut Teknologi Bandung)
- 9. Prof. Dr. Ir. I Wajan Berata, DEA.**  
(Institut Teknologi Sepuluh Nopember)
- 10. Dr.-Ing. Suwandi Sugondo, Dipl.-Ing.**  
(Universitas Kristen Petra)
- 11. Ir. Purnomo, M.Sc., PhD.**  
(Universitas Gadjah Mada)
- 12. Dr. Ir. M. Harly, M.T.**  
(VEDC Malang)

## **PANITIA PELAKSANA**

- Ketua** : Ir. Oegik Soegihardjo, M.Sc., M.A.
- Sekretaris** : Ian Hardianto Siahaan, S.T., M.T.
- Bendahara** : Ir. Ekadewi A Handoyo, M.Sc.
- Pubdekdok** : Teng Sutrisno, S.T., M.T.
- Acara** : Ir. Joni Dewanto, M.S.
- Perlengkapan** : Ir. Philip Kristanto  
Roche Alimin, S.T., M.Eng.
- Konsumsi** : Ir. Ninuk Jonoadji, M.T., M.M.
- Editor** : Fandi D Suprianto, S.T., M.Sc.  
Dr. Willyanto Anggono, S.T., M.Sc.  
Dra. Gan Shu San, M.Sc.  
Ir. Joni Dewanto, M.S.  
Teng Sutrisno, S.T., M.T.
- Sponsorship** : Ir. Didik Wahjudi, M.Sc., M.Eng.

## **SAMBUTAN KETUA PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN**

Sektor industri nasional ikut memacu pertumbuhan perekonomian Indonesia, yang diprediksi bisa mencapai angka tujuh persen di tahun ini. Pada 2012, pertumbuhan ekonomi Indonesia mencapai angka 6,2 persen dan merupakan negara kedua di dunia yang angka pertumbuhannya cukup tinggi. Hal ini didukung pertumbuhan sektor industri nonmigas yang mencapai 6,4 persen dan memberikan kontribusi sebesar 20,8 persen dari total pertumbuhan produk domestik bruto (PDB) nasional. Kementerian Perindustrian memprediksikan pertumbuhan sektor industri ini bisa mencapai angka 7,14 persen pada akhir 2013. Namun, sektor ini masih menghadapi tantangan yang bisa menahan laju pertumbuhannya. Peningkatan daya saing khususnya dalam hal sumber daya manusia, menjadi kata kunci bagi sektor industri nasional dalam menghadapi tantangan ke depan, di antaranya dalam waktu dekat akan diberlakukannya ASEAN Community 2015.

Melihat peranan bidang Teknik Mesin yang vital dan strategis di industri, maka sumber daya manusia bidang teknik mesin yang berkompeten serta mampu mengintegrasikan berbagai aspek, menjadi kebutuhan yang mendesak. Dalam rangka meningkatkan kompetensi yang dimaksud, maka kolaborasi antara perguruan tinggi/lembaga penelitian dan pelaku bisnis (industri) harus dapat terjalin dengan baik dan saling mendukung satu dengan lainnya.

Selama 7 tahun berturut-turut, Seminar Nasional Teknik Mesin (SNTM) telah sukses diselenggarakan oleh Jurusan Teknik Mesin Universitas Kristen Petra dengan maksud untuk meningkatkan sinergi antara perguruan tinggi, lembaga peneliti dan industri dalam bidang riset dan pengembangan. Di tahun 2013 ini, SNTM kembali diselenggarakan dengan sebuah misi yaitu meningkatkan kualitas penelitian untuk mencapai sumber daya manusia yang kompeten di bidang teknik mesin. Kegiatan ini diharapkan dapat memberikan kontribusi positif terhadap peningkatan kemampuan sumber daya manusia bagi pengembangan industri nasional khususnya melalui penyelesaian masalah teknik mesin yang efektif, hemat energi, dan ramah lingkungan.

Terimakasih atas partisipasi semua pihak yang terlibat dalam kegiatan ini. Semoga pelaksanaan SNTM 8 dapat menginisiasi dan meningkatkan kolaborasi antara perguruan tinggi/lembaga penelitian dan industri, sehingga akhirnya terobosan-terobosan yang dihasilkan dapat menggugah inspirasi dan menjadi acuan yang berguna bagi berbagai pihak yang memerlukan. Selamat berseminar, Tuhan memberkati.

Surabaya, 5 Juni 2013  
KaProdi Teknik Mesin

Fandi D. Suprianto

## SAMBUTAN KETUA PANITIA

Kita patut bersyukur kepada Tuhan Yang Maha Kuasa, kalau Seminar Nasional Teknik Mesin 8 yang merupakan seminar tahunan yang diselenggarakan oleh Jurusan Teknik Mesin bisa diselenggarakan pada hari ini. Kalau hari ini kita bersama-sama bisa hadir di *event* ini, semua karena kemurahanNya.

Sumber daya manusia yang kompeten menjadi salah satu factor penting untuk mencapai sebuah tujuan. Sejalan dengan pemahaman tersebut, tema 'Peningkatan Kualitas Penelitian untuk Mencapai Sumber Daya Manusia yang Kompeten di bidang Teknik Mesin' dipilih sebagai tema seminar kali ini. Sebagaimana disampaikan dalam salah satu sambutan tertulis Ditjen Dikti, bahwa kualitas penelitian perlu terus ditingkatkan, karena jika kita mengacu pada negara maju, salah satu faktor utama pendukung kemajuan adalah kualitas penelitian mereka yang terus bergerak ke depan, sehingga penelitian mereka umumnya berada di garis depan ilmu pengetahuan.

Kami menyampaikan terima kasih kepada para peneliti yang sudah berkenan mengirimkan makalahnya dalam seminar ini, dengan harapan agar berbagai upaya dan hasil yang selama ini sudah dicapai terus menumbuhkan semangat untuk maju. Kami juga menyampaikan terima kasih kepada para *reviewer*, *keynote speaker*, panitia serta semua pihak yang sudah mendukung agar SNTM 8 bisa berjalan dengan baik.

Selamat berseminar. Tuhan memberkati kita semua.

Surabaya, 20 Juni 2013.  
Ketua Panitia SNTM 8,

Oegik Soegihardjo

## KATA PENGANTAR

Kualitas penelitian di perguruan tinggi dan industri dalam riset, rekayasa dan inovasi merupakan hal yang sangat penting untuk mencapai sumber daya manusia yang kompeten di bidang teknik mesin. Dengan demikian peran para peneliti dan praktisi yang serasi dan saling melengkapi perlu terus dibina dan ditingkatkan melalui pertukaran informasi dan menjadi sebuah kebutuhan yang tidak dapat dihindari.

Seminar Nasional Teknik Mesin merupakan even tahunan yang diselenggarakan oleh Jurusan Teknik Mesin Universitas Kristen Petra dan pada tahun 2013 ini diselenggarakan untuk ke delapan kalinya. Seminar Nasional Teknik Mesin 8 kali ini mengusung tema **Peningkatan Kualitas Penelitian untuk Mencapai Sumber Daya Manusia yang Kompeten di Bidang Teknik Mesin**. Kualitas penelitian yang baik dalam bidang Teknik Mesin sangat berperan dalam peningkatan kompetensi sumber daya manusia. Melalui Seminar Nasional Teknik Mesin 8 ini, karya-karya penelitian yang terpilih diharapkan dapat memberikan sumbangsih bagi pencapaian kompetensi sumber daya manusia di bidang Teknik mesin.

Sebagaimana yang selalu diharapkan dari penyelenggaraan seminar semacam ini, akan semakin banyak hasil penelitian yang dapat diimplementasikan dalam dunia perguruan tinggi dan industri sehingga hal-hal positif hasil penelitian dalam seminar ini dapat dirasakan oleh masyarakat secara luas.

Kiranya segenap upaya yang telah dilakukan berguna bagi kemajuan dan penguasaan ilmu pengetahuan dan teknologi di Indonesia serta menjadi pendorong untuk menghasilkan karya-karya penelitian lanjutan yang semakin baik.

Selamat berseminar dan berkarya.

Surabaya, Juni 2013

Tim Editor

## DAFTAR ISI

TIM PENGARAH (REVIEWER) .....	ii
PANITIA PELAKSANA .....	iii
SAMBUTAN KETUA PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN .....	iv
SAMBUTAN KETUA PANITIA .....	v
KATA PENGANTAR .....	vi
DAFTAR ISI.....	vii

### D – DISAIN

1. RANCANGAN MESIN PEMECAH SABUT KELAPA TIGA TAHAP DENGAN PENDEKATAN PARTISIPATORI Hari Purnomo, Dian Janari, Hardik Widananto.....	D1-D7
2. PENGENDALIAN MOTOR SERVO DC DENGAN MENGGUNAKAN GECKODRIVE320X Rachmad Hartono .....	D8-D11
3. <i>DECIDING THE OPTIMUM SPOKE ANGLE OF MOTORCYCLE CAST WHEEL USING FINITE ELEMENT APPLICATION AND PUGH'S CONCEPT SELECTION METHOD</i> Case study: <i>Sustainable Product Development for Motorcycle Cast Wheel</i> Willyanto Anggono, Ivano Pratiko, Heru Suryato, Sugeng Hadi Susilo, Suprihanto .....	D12-D16
4. <i>SUSTAINABLE PRODUCT DEVELOPMENT FOR SHIP DESIGN USING FINITE ELEMENT APPLICATION AND PUGH'S CONCEPT SELECTION METHOD</i> Case study: <i>Deciding the Optimum Ship Bow Design</i> Willyanto Anggono, La Ode M. Gafaruddin .....	D17-D19
5. <i>SIMULASI RANCANGAN SISTEM MEKANIK PEMANFAATAN BOBOT KENDARAAN SEBAGAI SUMBER ENERGI PEMBUKA PALANG PINTU (PORTAL)</i> Joni Dewanto .....	D20-D23
6. <i>STUDI DESAIN SCREW FEEDER UNTUK MESIN EXSTRUDER MIE JAGUNG UNTUK INDUSTRI KECIL</i> Novrinaldi, Satya Andika Putra, Andi Taufan, Halomoan P. Siregar.....	D24-D28

## K - KONVERSI ENERGI

1. **ANALISIS PENGUJIAN MESIN PENDINGIN TEMPERATUR RENDAH DENGAN PENUKAR KALOR JOULE-THOMSON MENGGUNAKAN REFRIGERAN CAMPURAN PROPANA DAN NITROGEN**  
Ade Suryatman Margana, Muhamad Anda Falahuddin, Sumeru, Henry Nasution..... K1-K5
2. **STUDI EKSPERIMENTAL KARAKTERISTIK BRIKET ORGANIK BAHAN BAKU DARI TWA GUNUNG BAUNG**  
Iis Rohmawati ..... K6-K11
3. **COMPLEXITY OF FLUID FLOW IN A RECTANGULAR ELBOW AND ITS EFFECTS ON THE FLOW PRESSURE DROP**  
Prof. Sutardi, Thoha, I. U., Affan, I. .... K12-K16
4. **KAJI EKSPERIMENTAL PENGHEMATAN ENERGI PADA MINI FREEZER MENGGUNAKAN REFRIGERAN SEKUNDER**  
TriajiPangripto Pramudantoro, Rudi Rustandi, Sumeru..... K17-K21
5. **STUDI EKSPERIMEN NOSEL BERPUTAR SEBAGAI PENELITIAN PENDAHULUAN DALAM PERBAIKAN PROSES DESALINASI**  
Hery Sonawan<sup>1</sup>, Abdurrachim Halim, Nathanael P. Tandian, Sigit Yuwono ..... K22-K26
6. **INVESTIGASI PENGARUH *PITCH ANGLE* SUDU KINCIR ANGIN TERHADAP UNJUK KERJA KINCIR PADA MODEL KINCIR ANGIN SUDU DATAR BERBENTUK PERSEGI PANJANG**  
Rines ..... K27-K32
7. **STUDI NUMERIK 2D UNSTEADY-RANS PENGARUH DUA SILINDER PENGGANGGU TERHADAP KARAKTERISTIK ALIRAN MELINTASI DUA SILINDER SIRKULAR YANG TERSUSUN SECARA TANDEM PADA SALURAN SEMPIT “Studi kasus untuk jarak antar silinder  $1,5 \leq L/D \leq 4$ ”**  
Aida Annisa Amin Daman, Wawan Aries Widodo..... K33-K36
8. **STUDI NUMERIK KARAKTERISTIK ALIRAN MELINTASI SILINDER SIRKULAR TUNGGAL DENGAN BODI PENGGANGGU BERBENTUK SILINDER SIRKULAR PADA SALURAN SEMPIT BERPENAMPANG BUJUR SANGKAR**  
Diastian Vinaya Wijanarko, Wawan Aries Widodo ..... K37-K41
9. **GELOMBANG DETONASI MARGINAL CAMPURAN BAHAN BAKAR HIDROGEN, OKSIGEN DAN ARGON**  
Ari Dwi Prasetyo, Jayan Sentanuhady..... K42-K45
10. **SIMULASI NUMERIK DENGAN PENDEKATAN *URANS* PADA ALIRAN YANG MELINTASI SUSUNAN DUA SILINDER SIRKULAR *SIDE BY SIDE* DEKAT DINDING**  
A. Grummy Wailanduw, Triyogi Yuwono, Wawan Aries Widodo ..... K46-K49

11. **KAJI EKSPERIMENTAL PENURUNAN TEKANAN AIR DALAM FILTER KARBON AKTIF**  
Toto Supriyono, Herry Sonawan, Bambang Ariantara, Nizar Riyadus Solihin ..... K50-K54
12. **KAJIAN EKSPERIMENTAL PENGARUH IKLIM CUACA TERHADAP KOEFISIEN PERFORMANSI MESIN PENDINGIN SIKLUS ADSORPSI TENAGA MATAHARI**  
Tulus Burhanuddin Sitorus, Farel H. Napitupulu, Himsar Ambarita..... K55-K60
13. **UNJUK KERJA HIDRAM PVC 4 INCHI**  
Dwiseno Wihadi, T. Bayu Ardiyanto..... K61-K63
14. **STUDI NUMERIK OPTIMASI KINERJA HORIZONTAL AXIS WIND TURBINE (HAWT) PADA POTENSI ANGIN TROPIS**  
Sutrisno, Peter Jonatan, Fandi Dwiputra Suprianto..... K64-K67
15. **PERANCANGAN PROPELER TURBIN ANGIN POROS HORIZONTAL DENGAN METODA BLADE ELEMENT MOMENTUM**  
Fandi D. Suprianto, Sutrisno, Peter Jonathan ..... K68-K72
16. **STUDI NUMERIK DARI PENAMBAHAN *OBSTACLES* TERHADAP KINERJA KOLEKTOR SURYA PEMANAS UDARA DENGAN PLAT PENYERAP JENIS *V-CORRUGATED***  
Ekadewi A. Handoyo, Djatmiko Ichsani, Prabowo, Sutardi ..... K73-K78
17. **KINCIR ANGIN SAVONIUS ENAM TINGKAT DENGAN MODIFIKASI PANJANG SUDU**  
Doddy Purwadianto, D. Johan Primananda, YB. Lukiyanto ..... K79-K82
18. **UJI KOMPARASI BIODISEL BERBASIS LIMBAH MINYAK GORENG DENGAN BIOSOLAR DAN SOLAR BERSUBSIDI PADA MOTOR DIESEL SISTIM INJEKSI LANGSUNG**  
Philip Kristanto, Robert Adiatma. .... K83-K87

## **M – MANUFAKTUR**

1. **PENGARUH GEOMETRI PAHAT TERHADAP KEAUSAN PAHAT HSS UNTUK MATERIAL BAJA ST.40 PADA PROSES *TURNING***  
Priyagung Hartono, Pratikto, Agus Suprpto, Yudy Surya Irawan, Dwi Yanuar Nugroho ... M1-M6
2. **INTEGRASI MATH DAN CAD TOOL UNTUK MERANCANG KINEMATIKA MANIPULATOR SERI ROBOT INDUSTRI**  
Roche Alimin..... M7-M9
3. **STUDI EKSPERIMEN PENGARUH *OVERHANG* PAHAT TERHADAP BATAS STABILITAS *CHATTER* DAN AKURASI DIMENSI BENDA KERJA PADA PROSES BUBUT DALAM (*INTERNAL TURNING*)**  
Akhmad Hafizh Ainur Rasyid, Suhardjono ..... M10-M14

4. **SIMULASI MODAL DAN HARMONIC RESPONSE ANALYSIS UNTUK MEMREDIKSI PENGARUH STIFFENER TERHADAP PENINGKATAN KEKAKUAN BENDA KERJA**  
Oegik Soegihardjo, Suhardjono, Bambang Pramujati, Agus Sigit Pramono..... M15-M19
5. **STUDI EKSPERIMENTAL USAHA PENINGKATAN STABILITAS UNTUK BEBERAPA METODE DARI PROSES BUBUT EKSTERNAL PIPA BAJA**  
Semuel Boron Membalaa, Suhardjono ..... M20-M25

## **O – OTOMOTIF**

1. **ANALISIS PENAMBAHAN CH<sub>3</sub>OH PADA BAHAN BAKAR DENGAN ANGKA OKTAN 88 TERHADAP UNJUK KERJA MESIN**  
Muhammad Hasan Albana ..... O1-O6
2. **STUDI SIMULASI PENGARUH VARIASI WAKTU PENGAPIAN DAN RASIO UDARA-BAHAN BAKAR TERHADAP KINERJA MOTOR OTTO SATU SILINDER BERBAHAN BAKAR LPG**  
Atok Setiyawan, Achmad Fathonah..... O7-O11
3. **OPTIMASI UNJUK KERJA MESIN SINJAI DENGAN SISTEM PEMASUKAN BAHAN BAKAR PORT INJEKSI MELALUI MAPPING WAKTU PENGAPIAN**  
Bambang Sudarmanta, Tri Handoyo Baniantoro ..... O12-O18
4. **A NUMBER OF VENTING HOLES DISC BRAKE IMPACT ON STATIONARY TEST**  
Ian Hardianto Siahaan, Ervin Edi Hermawan ..... O19-O22
5. **ON BOARD DIAGNOSTIC FOR VEHICLE PREVENTIVE MAINTENANCE**  
Ian Hardianto Siahaan, Ninuk Jonoadji ..... O23-O25



## RANCANGAN MESIN PEMECAH SABUT KELAPA TIGA TAHAP DENGAN PENDEKATAN PARTISIPATORI

Hari Purnomo<sup>1)</sup>, Dian Janari<sup>2)</sup>, Hardik Widananto<sup>3)</sup>

Jurusan Teknik Industri Universitas Islam Indonesia<sup>1,2,3)</sup>

Jl. Kaliurang KM 14,5 Yogyakarta<sup>1,2,3)</sup>

Email : dianjanari@yahoo.co.id<sup>2)</sup>

### ABSTRAK

Total produksi kelapa di Indonesia terbesar di dunia dengan potensi limbah sekitar 1,7 juta ton sabut kelapa per tahun. Potensi yang besar tersebut belum dimanfaatkan untuk dapat meningkatkan nilai tambah. Di daerah pedesaan Kabupaten Sleman sabut kelapa hanya dimanfaatkan untuk kerajinan sapu, keset dan matras. Produk tersebut dikerjakan secara tradisional dengan harga yang relatif murah. Dalam proses pengolahan sabut kelapa terdapat tiga metode yaitu pengupas sabut kelapa, pengurai serat sabut kelapa dan pemisah serat kelapa. Mesin sabut kelapa yang banyak dijual di pasaran hanya mempunyai satu fungsi pada satu unit mesin seperti mesin pengurai sabut kelapa serta pengayak sabut kelapa yang digerakkan secara manual, sedangkan mesin pengolah sabut kelapa yang mempunyai tiga fungsi tersebut belum ada. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk membuat konsep desain mesin sabut kelapa dengan penggabungan tiga fungsi dalam satu mesin yang mudah penggunaannya. Penelitian ini menggunakan metode partisipatori dalam perancangannya dan dilanjutkan dengan scoring dalam proses seleksi konsep. Mesin sabut kelapa terpilih berdasarkan konsep scoring adalah dengan menggunakan pencekam konsep C dengan skor 2,745, puly pencabik konsep B dengan skor 2,66, pisau penghancur konsep C dengan skor 2,72 dan pengayak konsep C dengan skor 2,785. Spesifikasi mesin sabut kelapa terpilih antara lain: bahan konstruksi fungsi mesin adalah baja SS dan stremim kasar kawat baja, bentuk konstruksi mesin menyatu satu garis, putaran pengayak menggunakan putaran mesin serta proses pengayakan dilakukan otomatis tidak terpisah dari proses pencabik dan penghancur.

**Kata kunci:** mesin sabut kelapa, partisipatori, scoring, seleksi konsep

## 1. PENDAHULUAN

### Latar Belakang

Indonesia mempunyai areal pertanian kelapa terbesar di dunia, yaitu seluas 3,76 juta ha dengan total produksi sekitar 14 milyar butir kelapa per tahun atau sekitar 31,2 persen dari total produksi di seluruh dunia [1]. Sabut kelapa merupakan bagian terbesar dari buah kelapa yaitu sekitar 35 persen [2]. Setiap butir kelapa mengandung serat 525 gram (75% dari sabut), dan gabus 175 gram (25% dari sabut). Dengan demikian apabila rata-rata produksi buah kelapa per tahun 5,6 juta ton, maka akan dihasilkan 1,7 juta ton sabut kelapa per tahun [3]. Potensi limbah sabut kelapa yang sedemikian besar belum dimanfaatkan untuk dapat meningkatkan nilai tambahnya.

Penjelasan di atas menunjukkan bahwa sabut kelapa mempunyai cadangan yang sangat banyak dan belum dimanfaatkan secara maksimal. Di daerah pedesaan Kabupaten Sleman sabut kelapa hanya dimanfaatkan untuk kerajinan sapu, keset dan matras. Produk tersebut dikerjakan secara tradisional dengan harga yang relatif murah. Kondisi ini membuat para pengrajin tidak mampu bersaing dengan produk sejenis dengan bahan baku yang berbeda. Sehingga banyak pengrajin yang tidak dapat melanjutkan usahanya. Akan tetapi ada beberapa industri yang telah mengolah sabut kelapa menjadi produk seperti *coco fiber*, *coir fiber*, *coir yarn*, *coir mats*, dan *rugs*, yang diperdagangkan secara internasional [4]. Kelemahan pengrajin di Indonesia pada umumnya tidak mempunyai mesin pengurai yang mampu menghasilkan dengan kapasitas besar dan kualitas tinggi.

Dalam proses pengolahan sabut kelapa terdapat tiga metode yaitu pengupas sabut kelapa, pengurai serat sabut kelapa dan pemisah serat kelapa [5]. Dewasa ini mesin pengurai sabut kelapa sudah banyak dipasarkan. Pada

umumnya sistem yang digunakan adalah dengan sistem pencacah [6]. Penelitian yang dilakukan oleh Ilmi (2009) tentang rancang bangun mesin pengolah sabut pada bagian *roller* pengupas sabut kelapa dengan kapasitas teoritis sebesar 180 butir/jam. Dari hasil pengujian fungsi alat tersebut masih belum mampu mengupas sabut kelapa dengan baik serta penelitian tersebut hanya sebatas pada desain saja [7]. Penelitian yang dilakukan oleh Windriyo (2008) tentang rancang bangun penyerat dan pemilah sabut kelapa menghasilkan alat yang dapat mengurai sabut kelapa menjadi serat dan gabus kelapa serta dapat memisahkan serat dari gabus kelapa dengan kapasitas 18.000 sabut per hari. Pada bagian penyerat terdiri dari 48 buah *blade* yang memiliki dimensi 1 cm x 1 cm dan pada bagian pemilah terdapat *sreener* dengan kemiringan 20°. Penelitian tersebut masih berupa model dan tidak menunjukkan kualitas riil [5].

Menurut Hurst secara garis besar ada tiga area yang mencakup aktivitas desain yang lengkap, yaitu segi teknik, ergonomi, dan estetika [8]. Rancangan peralatan berbasis ergonomi menjadi tuntutan dewasa ini. Hal ini dikarenakan masyarakat sudah mulai mempertimbangkan faktor Kenyamanan dan keamanan dalam membeli produk. Aplikasi ergonomi secara umum mempunyai tujuan yang hendak dicapai, yaitu menciptakan keadaan fisik dan psikis pekerja yang sehat, dengan mengupayakan rancangan peralatan, fasilitas dan sistem kerja untuk meningkatkan performansi, keamanan dan kepuasan pengguna [9]. Purnomo menjelaskan bahwa ergonomi partisipatori merupakan proses pemecahan masalah ergonomi dalam suatu sistem dengan melibatkan pihak terkait dari proses perencanaan sampai pada implementasi [10]. Ergonomi partisipatori berawal dari mengorganisasi tim proyek untuk mengidentifikasi masalah-masalah ergonomi di tempat kerja dan selanjutnya melakukan pemecahan masalah secara holistik dengan melibatkan semua pihak terkait sedini mungkin melalui



proses yang sistematis [11]. Dari beberapa penelitian tentang perancangan mesin sabut kelapa yang sudah dilakukan, sebagian besar penelitian hanya menghasilkan sebuah mesin yang mempunyai satu fungsi dari tiga langkah yang dilakukan dalam proses pengolahan sabut kelapa menjadi serat kelapa dan ada yang telah melakukan penelitian sampai dua tahap. Selain itu dalam perancangan mesin juga kurang mempertimbangkan aspek-aspek ergonomi. Berdasarkan latar belakang masalah dan referensi dari beberapa penelitian sebelumnya tentang perancangan mesin sabut kelapa, peneliti tertarik untuk membuat konsep desain mesin pemecah sabut kelapa dengan penggabungan tiga fungsi (pengupas, penyerat, dan pengayak) pada satu mesin dengan menggunakan pendekatan ergonomi partisipatori.

### Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang telah dijelaskan di atas dapat diambil suatu rumusan masalah sebagai berikut bagaimana konsep desain mesin sabut kelapa dengan penggabungan tiga fungsi dalam satu mesin yang mudah penggunaannya?

## 2. METODOLOGI

### Pengumpulan Data

Pengumpulan data dilakukan dengan menggunakan beberapa metode untuk mendapatkan data yang diinginkan, antara lain: Wawancara dilakukan dengan mengajukan pertanyaan secara umum kepada pemakai tentang kebutuhan terhadap mesin pemecah sabut kelapa. Studi pustaka dilakukan agar peneliti dapat menguasai teori maupun konsep dasar yang berkaitan dengan perancangan mesin pemecah sabut kelapa. Kuesioner digunakan untuk menilai alternatif rancangan yang telah dibuat untuk dilakukan *scoring*. Penyebaran kuesioner ditujukan kepada para *stakeholder* untuk menilai alternatif rancangan pemecak, puly pencabik, pisau penghancur dan pengayak.

### Perancangan Berbasis Partisipatori

Tahap perancangan berbasis partisipatori adalah dengan melibatkan pihak-pihak yang terlibat seperti ahli ergonomi, teknik mesin, pengguna, dan bengkel untuk mempertimbangkan rancangan yang dibuat. Tahap perancangan ini terdiri dari beberapa langkah. Langkah pertama, pemilihan anggota tim partisipatori yang terdiri dari satu orang dari teknik mesin, satu orang ahli ergonomi, satu orang pengguna dan perwakilan dari bengkel. Langkah kedua, Merancang

mesin sabut kelapa dengan *Focus Group Discussion* (FGD). Pada langkah ini dilakukan diskusi untuk merancang mesin sabut kelapa dengan membandingkan rancangan alat yang telah ada. Langkah ketiga, membuat beberapa alternatif rancangan berdasarkan pohon klasifikasi yang dilakukan oleh tim partisipatori. Langkah keempat, melakukan evaluasi dan perbaikan terhadap beberapa alternatif rancangan yang telah dibuat bersama tim partisipatori.

### Pemilihan Rancangan

Pada tahap pemilihan rancangan dilakukan pemilihan peralatan dari beberapa alternatif rancangan alat pemecak, puly pencabik, pisau penghancur dan pengayak. Tahap pemilihan rancangan ini terdiri dari beberapa langkah. Langkah pertama, mengumpulkan anggota tim partisipatori kemudian memberikan penjelasan terkait dengan cara pengisian kuesioner. Langkah kedua, anggota tim partisipatori melakukan pengisian kuesioner yang telah disiapkan. Langkah ketiga, mengolah kuesioner yang selanjutnya digunakan untuk menilai alternatif rancangan yang telah dibuat. Alternatif rancangan yang mempunyai skor tertinggi adalah alternatif rancangan yang terpilih. Alternatif rancangan terpilih kemudian dirancang ulang dalam satu konstruksi berdasarkan data dimensi antropometri yang telah ditetapkan.

## 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

### Identifikasi Kebutuhan Konsumen

Hasil dari identifikasi kebutuhan konsumen adalah sebagai berikut: (1) Mesin yang aman saat digunakan; (2) Kemampuan mesin untuk mengupas sabut kelapa; (3) Kemampuan mesin untuk mencabik sabut kelapa; (4) Kemampuan mesin untuk mengayak sabut kelapa; (5) Kesesuaian alat terhadap proses pengolahan sabut kelapa; (6) Fleksibel dalam pemakaian mesin sabut kelapa; (7) Kemampuan alir proses yang lancar; (8) Bahan awet dan kokoh; (9) Harga mesin sabut kelapa yang murah; (10) Kemudahan dalam pemakaian mesin sabut kelapa.

### Penilaian Konsep Bagian Mesin

Berdasarkan hasil dari identifikasi kebutuhan konsumen, dapat dibuat klasifikasi konsep untuk mendesain bagian mesin sabut kelapa yang terdiri dari empat bagian yaitu: (1) pemecak; (2) puly pencabik; (3) pisau penghancur; (4) pengayak. Konsep desain yang dibuat terdiri dari tiga jenis pada masing-masing bagian mesin untuk kemudian dilakukan penilaian. Penilaian konsep bertujuan untuk memilih

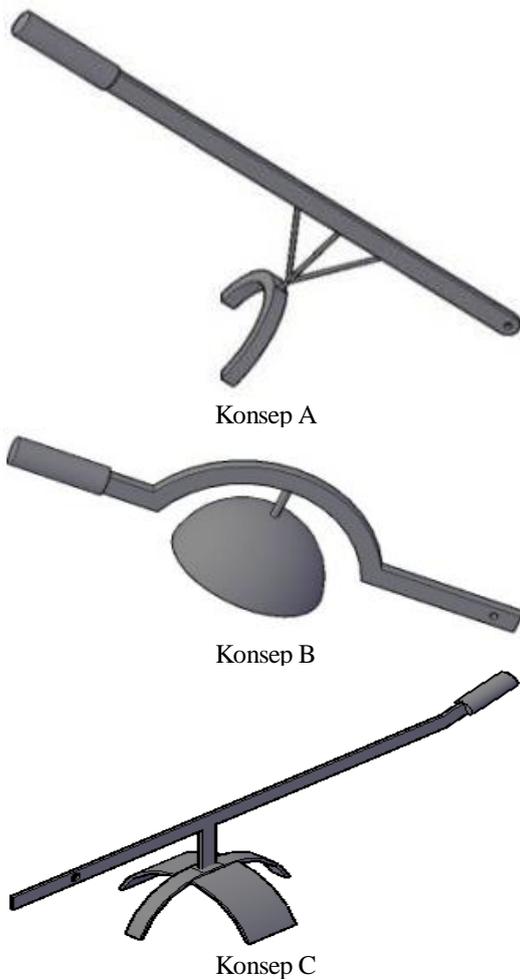
**Tabel 1.** Penilaian Konsep Pemecak

No	Kriteria Pemilihan	Bobot	Konsep A		Konsep B		Konsep C	
			Rating	Skor Bobot	Rating	Skor bobot	Rating	Skor bobot
1	Desain alat memberikan kemudahan dalam penggunaan alat	0,1	2,75	0,275	2,7	0,27	2,8	0,28
2	Desain alat mempunyai konstruksi desain yang kuat dan kokoh	0,4	2,55	1,02	2,35	0,94	2,95	1,18
3	Desain alat memberikan cengkraman kelapa yang kuat	0,3	2,1	0,63	2,8	0,84	2,6	0,78
4	Desain alat mempunyai <i>handle</i> yang nyaman dalam penggunaan	0,1	2,5	0,25	2,9	0,29	2,45	0,245
5	Desain alat memberikan kemudahan dalam proses pembuatan	0,1	2,7	0,27	2,9	0,29	2,6	0,26
	<b>Bobot</b>	<b>1</b>		<b>2,445</b>		<b>2,63</b>		<b>2,745</b>

**Tabel 2.** Penilaian Konsep Puly Pencabik

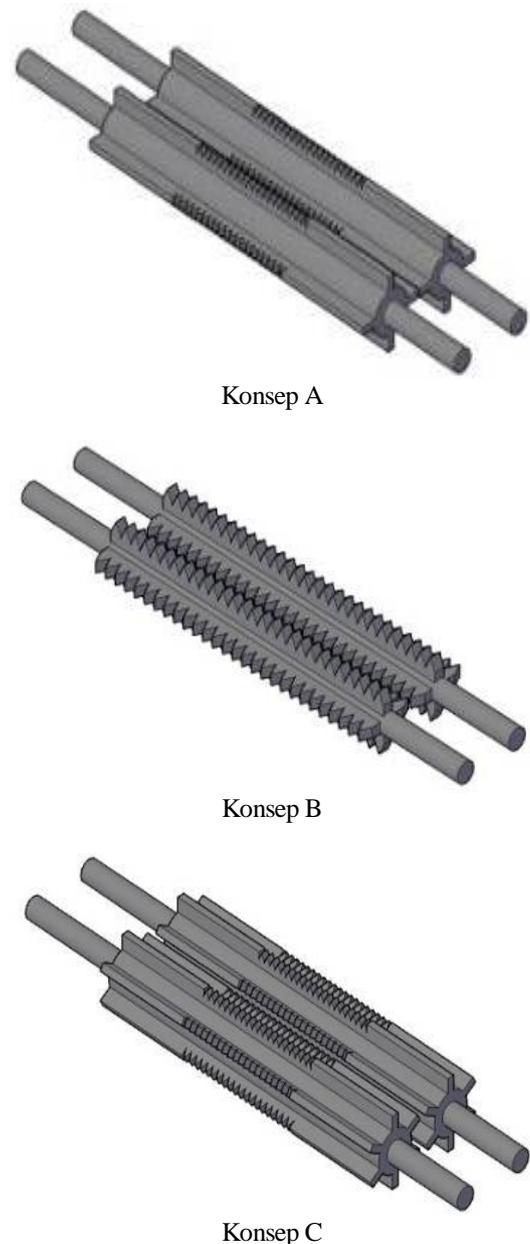
No	Kriteria Pemilihan	Bobot	Konsep A		Konsep B		Konsep C	
			Rating	Skor Bobot	Rating	Skor bobot	Rating	Skor bobot
1	Desain alat memberikan kemudahan dalam mencabik kelapa	0,1	2,2	0,22	2,75	0,275	2,4	0,24
2	Desain alat mempunyai puly pencabik yang kuat dan kokoh	0,3	2,75	0,825	2,7	0,81	2,65	0,795
3	Desain alat mampu mencabik kelapa secara sempurna	0,3	2,1	0,63	2,45	0,735	2,55	0,765
4	Desain alat membutuhkan putaran yang tinggi untuk mencabik kelapa	0,1	2,8	0,28	2,7	0,27	2,4	0,24
5	Desain alat memberikan kemudahan dalam proses pembuatan	0,2	2,65	0,53	2,85	0,57	2,5	0,5
		1		2,485		2,66		2,54

alternatif terbaik berdasarkan penilaian dari *stakeholder*. Penilaian konsep dilakukan dengan konsep *scoring*, dimana para *stakeholder* melakukan penilaian dengan memberikan nilai 1 sampai dengan 4. Alternatif rancangan pencekam, puly pencabik, pisau pengahancur dan pengayak ditunjukkan pada Gambar 1, 2, 3, dan 4. Sedangkan penilaian konsep ditunjukkan pada Tabel 1,2,3 dan 4.



**Gambar 1.** Konsep Pencekam

Berdasarkan penilaian konsep pencekam pada Tabel 1 disimpulkan bahwa konsep C yang terpilih dengan skor 2,745.



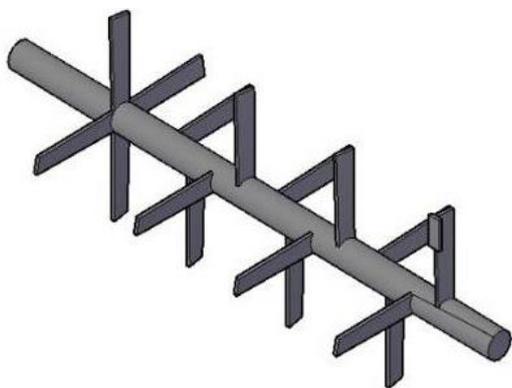
**Gambar 2.** Konsep Puly Pencabik

Berdasarkan penilaian konsep puly pencabik pada Tabel 2 disimpulkan bahwa konsep B yang terpilih dengan skor 2,66.

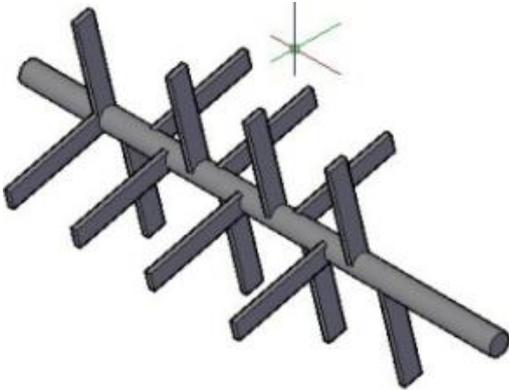
**Tabel 3.** Penilaian Konsep Pisau Penghancur

No	Kriteria Pemilihan	Bobot	Konsep A		Konsep B		Konsep C	
			Rating	Skor Bobot	Rating	Skor bobot	Rating	Skor bobot
1	Desain alat memberikan kemudahan dalam menghancurkan sabut kelapa	0,1	2,45	0,245	2,35	0,235	2,9	0,29
2	Desain alat mempunyai <i>roller</i> mata pisau yang kuat dan kokoh	0,3	2,45	0,735	2,45	0,735	2,7	0,81
3	Desain alat mampu menghancurkan sabut kelapa secara sempurna	0,3	2,35	0,705	2,15	0,645	2,75	0,825
4	Desain alat membutuhkan putaran yang tinggi untuk menghancurkan sabut kelapa	0,1	2,45	0,245	2,55	0,255	2,45	0,245
5	Desain alat memberikan kemudahan dalam proses pembuatan	0,2	2,45	0,49	2,6	0,52	2,75	0,55
		1		2,42		2,39		<b>2,72</b>

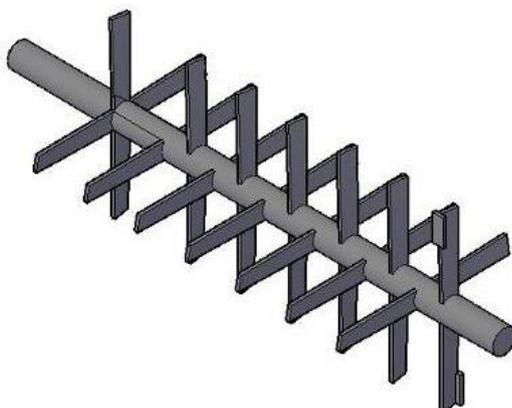
Berdasarkan penilaian konsep pisau penghancur pada Tabel 3 disimpulkan bahwa konsep C yang terpilih dengan skor 2,72.



Konsep A

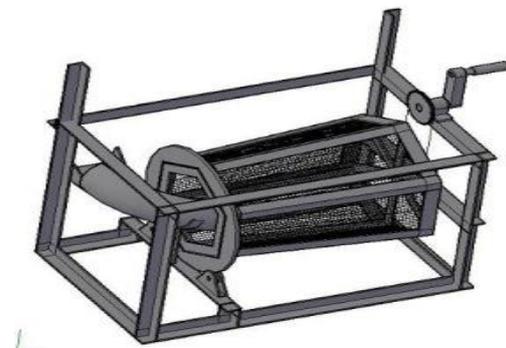


Konsep B

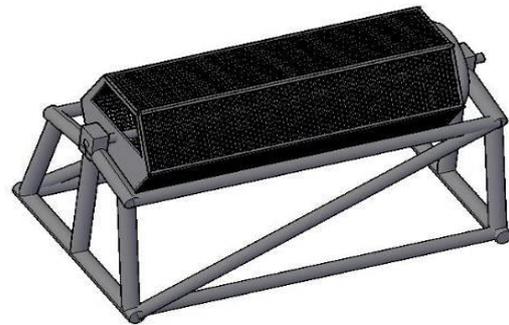


Konsep C

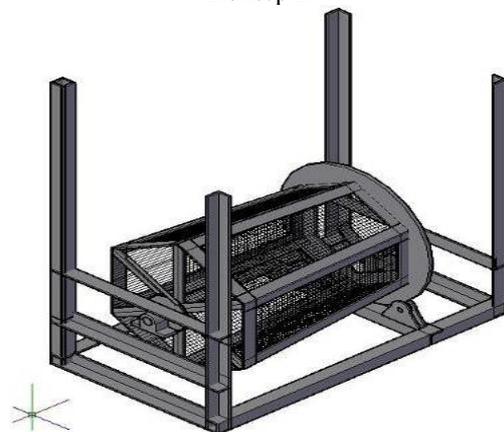
**Gambar 3.** Konsep Pisau Penghancur



Konsep A



Konsep B



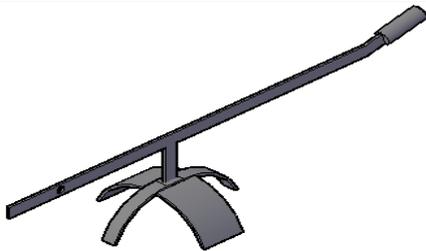
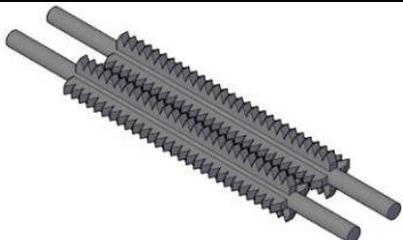
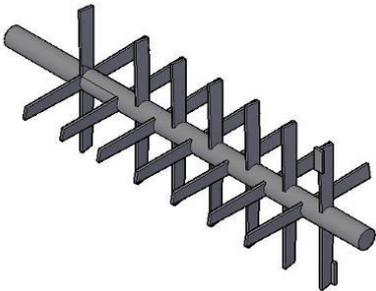
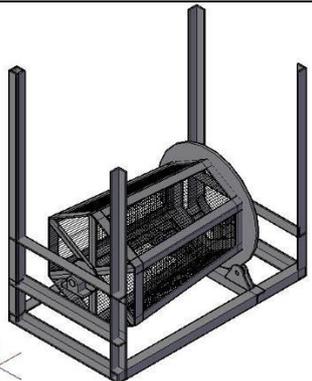
Konsep C

**Gambar 4.** Konsep Pengayak

**Tabel 4.** Penilaian Konsep Pengayak

No	Kriteria Pemilihan	Bobot	Konsep A		Konsep B		Konsep C	
			Rating	Skor Bobot	Rating	Skor bobot	Rating	Skor bobot
1	Desain alat memberikan kemudahan dalam mengayak sabut kelapa	0,1	2,7	0,27	2,55	0,255	2,8	0,28
2	Desain alat mempunyai konstruksi yang kuat dan kokoh	0,2	2,7	0,54	2,85	0,57	2,75	0,55
3	Desain alat mampu mengayak sabut kelapa secara sempurna	0,3	2,55	0,765	2,3	0,69	2,85	0,855
4	Desain alat membutuhkan putaran yang tinggi untuk mengayak sabut kelapa	0,3	2,5	0,75	2,5	0,75	2,8	0,84
5	Desain alat memberikan kemudahan dalam proses pembuatan	0,1	2,7	0,27	2,6	0,26	2,6	0,26
		1		2,595		2,525		<b>2,785</b>

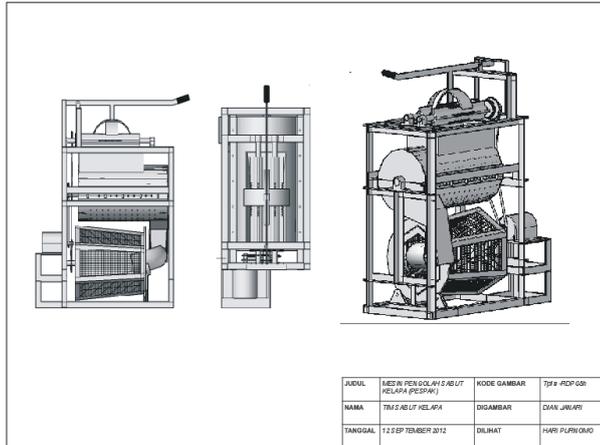
Berdasarkan penilaian konsep pengayak pada Tabel 4 disimpulkan bahwa konsep C yang terpilih dengan skor 2,785. Spesifikasi dari bagian-bagian mesin yang terpilih nampak seperti pada Gambar 5. berikut:

Bagian	Konsep desain	Spesifikasi
Pencekam		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Bentuk tuas pencekam kotak memanjang</li> <li>2. Bentuk <i>handle</i> polos berbahan logam menyatu dengan tuas</li> <li>3. Tuas pencekam mempunyai panjang keseluruhan 109 cm</li> <li>4. Kelopak tuas pencekam setengah lingkaran dengan bilah dua merata keseluruhan</li> </ol>
Puly Pencabik		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Bahan puly pencabik adalah baja tanpa pemanasan</li> <li>2. Bentuk mata puly pencabik empat persegi dengan sudut makan penuh mata puly</li> <li>3. Puly pencabik mempunyai panjang 50 cm.</li> <li>4. Mata puly pencabik berada diseluruh sudut makan pencabik.</li> </ol>
Pisau Penghancur		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Bahan mata pisau penghancur dan tapak alur adalah baja tanpa pemanasan</li> <li>2. Bentuk mata pisau penghancur datar dengan pulir</li> <li>3. Mata pisau penghancur mempunyai panjang keseluruhan 15 cm dan berjumlah 28</li> <li>4. Tapak alur mempunyai landasan yang besar</li> <li>5. Susunan mata pisau penghancur berarah</li> </ol>
Pengayak		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Bahan konstruksi pengayak adalah baja SS dan stremin kasar kawat baja</li> <li>2. Bentuk saringan pengayak silendris alur</li> <li>3. Putaran pengayak menggunakan putaran mesin dengan penghubung rantai penerus daya</li> <li>4. Masukan dari siring alur ke pengayak menggunakan siring alur cor logam dan satu alur dengan <i>output</i> mesin penghancur</li> <li>5. Roler AS pengayak berada di posisi sentral engkol dan di bawah siring alur pengayak</li> </ol>

## Rancangan Konsep Akhir

Rancangan konsep akhir dengan menggabungkan konsep-konsep terpilih didapat rancangan seperti ditunjukkan pada Gambar 6.

### Konsep desain



Gambar 6. Rancangan Produk Akhir

### Keterangan

1. mesin adalah baja SS dan stremin kasar kawat baja.
2. Bentuk konstruksi mesin menyatu satu garis.
3. Putaran pengayak menggunakan putaran mesin.
4. Proses pengayakan dilakukan otomatis tidak terpisah dari proses pencabik dan penghancur.
5. Tinggi total mesin adalah 145 cm.

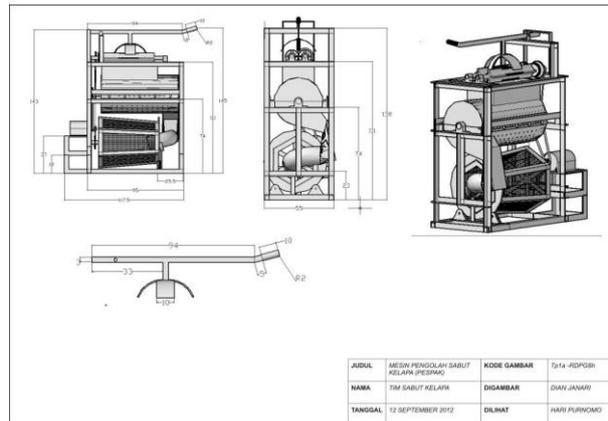
### Antropometri

Data antropometri yang digunakan dalam perancangan mesin sabut kelapa yaitu: Lebar Telapak Tangan *Metacarpal* (Ltm), Panjang Telapak Tangan (Ptt), Tinggi Bahu Berdiri (Tbb), Lebar Bahu (Lb) dan Jangkauan Tangan (Jt). Hasil penghitungan data antropometri ditunjukkan pada Tabel 5.

Tabel 5. Hasil Penghitungan Data Antropometri

No.	Dimensi Tubuh	Dimensi Komponen	Persentil	Ukuran
1	Lebar Telapak Tangan <i>Metacarpal</i> (Ltm)	Panjang <i>Handle</i>	95%	10 cm
2	Panjang Telapak Tangan (Ptt)	Diameter <i>Handle</i>	50%	4 cm
3	Tinggi Bahu Berdiri (Tbb)	Tinggi <i>Handle</i>	5%	145 cm
4	Lebar Bahu (Lb)	Lebar Mesin	95%	55 cm
5	Jangkauan Tangan (Jt)	Jarak Gerigi Pengupas Dengan Tepi Depan Mesin	5%	72 cm
6	Jangkauan Tangan (Jt)	Panjang Mesin	95%	95 cm

Mesin sabut kelapa hasil dari seleksi konsep yang telah dirancang menggunakan ukuran antropometri nampak seperti pada Gambar 7. berikut:



Gambar 7. Mesin Sabut Kelapa

## 4. KESIMPULAN

Berdasarkan penelitian tentang rancangan mesin pemecah sabut kelapa tiga tahap dengan pendekatan partisipatori, maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut. Mesin sabut kelapa terpilih berdasarkan konsep *scoring* adalah dengan menggunakan pengecam konsep C dengan skor 2,745, *puly* pencabik konsep B dengan skor 2,66, pisau penghancur konsep C dengan skor 2,72 dan pengayak konsep C dengan skor 2,785. Spesifikasi mesin sabut kelapa terpilih antara lain: bahan konstruksi fungsi mesin adalah baja SS dan stremin kasar kawat baja, bentuk konstruksi mesin menyatu satu garis, putaran pengayak menggunakan putaran mesin serta proses pengayakan dilakukan otomatis tidak terpisah dari proses pencabik dan penghancur.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Deptan, 2008. *Pengembangan Agrobisnis Kelapa*. Dibaca tanggal 30 Mei 2012. Tersedia di <http://www.deptan.go.id/agribisnis>
- [2] BI, tt. Pola Pembiayaan Usaha Kecil Industri Serat Sabut Kelapa. Dibaca tanggal 30 Mei 2012. Tersedia di <http://repository.ipb.ac.id>
- [3] Yustinah, H., 2011. Adsorpsi Minyak Goreng Bekas Menggunakan Arang Aktif dari Sabut Kelapa. Dibaca tanggal 15 Juni 2012. Tersedia di <http://repository.upnyk.ac.id>
- [4] Arbintarso, E. S., 2009. Tinjauan Kekuatan Lengkung Papan Serat Sabut Kelapa Sebagai Bahan Teknik. Dibaca tanggal 15 Juni 2012. Tersedia di <http://jurtek.akprind.ac.id>
- [5] Windriyo, B. T., 2008. Rancang Bangun Penyerat dan Pemilah pada Alat Pengolah Sabut Kelapa. Skripsi. Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [6] Sugianto, E., 2010. Perancangan dan Pembuatan Mesin Pemotong Serabut Kelapa. Dibaca tanggal 15 juni 2012. Tersedia di <http://digilib.petra.ac.id>
- [7] Ilimi, A. R., 2009. Rancang Bangun Pengupas Sabut pada Alat Pengolah Sabut Kelapa. Skripsi. Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [8] Hurst, K. S., 2006. *Prinsip-prinsip Perancangan Teknik*. Penerbit Erlangga. Jakarta.



- [9] Wickens, C. D., Lee, J. D., Liu, Y., And Becker, S.E.G. 2004. *An Introduction to Human Factors Engineering*. New Jersey: Prentice Hall.
- [10] Purnomo, H. 2012. Perancangan Sistem Kerja Berkelanjutan: Pendekatan Holistik untuk Meningkatkan Produktivitas Pekerja. Pidato Pengukuhan Guru Besar UII Yogyakarta.
- [11] Manuaba, A. 2003. Aplikasi Ergonomi Dengan Pendekatan Holistik Perlu, Demi Hasil Yang Lebih Lestari dan Mampu Bersaing. Makalah. Temu Ilmiah dan Musyawarah Nasional Keselamatan dan Kesehatan Kerja Ergonomi. Hotel Sahid Jakarta.

## PENGENDALIAN MOTOR SERVO DC DENGAN MENGGUNAKAN GECKODRIVE320X

**Rachmad Hartono**

Jurusan Teknik Mesin Universitas Pasundan  
Jalan Setiabudi 193, Bandung, Indonesian  
E-mail : rachmad\_hartono@yahoo.com

### ABSTRAK

*Motor servo pada dasarnya adalah sebuah motor listrik yang dilengkapi dengan rangkaian kendali dan sistem closed feedback. Motor servo yang tersedia di pasaran biasanya dalam bentuk motor listrik yang terintegrasi dengan sistem closed feedback dan sistem pengendali yang biasanya disebut dengan driver motor servo. Bila salah satu dari kedua komponen tersebut rusak maka motor servo sudah tidak dapat dimanfaatkan lagi dan komponen yang rusak tidak dapat dibeli secara terpisah. Pada penelitian ini akan diuraikan salah satu cara merakit suatu motor servo yang terdiri dari tiga komponen utama yang telah disebutkan sebelumnya. Motor listrik yang dikendalikan adalah motor listrik DC, sistem closed feedback yang digunakan adalah rotary encoder, dan rangkaian kendali yang digunakan adalah GeckoDrive320X. Ketiga komponen tersebut sangat mudah diperoleh di pasaran dan dijual secara terpisah. Dengan menggunakan ketiga komponen tersebut, dapat diperoleh suatu motor servo yang lebih fleksibel dan lebih mudah perawatannya.*

**Kata kunci:** merakit motor servo, GeckoDrive320X, fleksibel, mudah.

### 1. PENDAHULUAN

Di kawasan pasar teknik sering kali dijumpai komponen-komponen mesin perkakas seperti *ballscrew*, *slider*, rangka mesin perkakas, maupun motor penggerak dalam kondisi yang masih layak untuk dipergunakan. Komponen-komponen tersebut biasanya diperoleh dari suatu mesin perkakas yang masih utuh, dengan kondisi mesin perkakas sekitar 70%, tetapi mesin tersebut tidak dapat dioperasikan karena kelistrikan, terutama kelistrikan pada sistem kontrol, berada pada kondisi yang tidak dapat dimanfaatkan.

Sebenarnya akan lebih mudah untuk memperbaiki kelistrikan mesin perkakas sehingga mesin tersebut dapat dimanfaatkan kembali daripada mengambil sebagian komponen mesin perkakas tersebut kemudian merakit kembali beberapa komponen mesin perkakas yang berasal dari beberapa mesin perkakas menjadi suatu mesin perkakas yang baru. Kadangkala suatu mesin perkakas masih dilengkapi dengan motor penggerak yang masih berfungsi. Apabila motor penggerak tersebut dapat dikendalikan secara sistematis, maka mesin perkakas yang bersangkutan akan dapat dimanfaatkan kembali dengan biaya perbaikan yang relatif murah.

Salah satu motor penggerak mesin perkakas adalah motor listrik DC. Motor listrik DC dapat diatur kecepatannya, arah putarannya, maupun jumlah putarannya dengan menggunakan metoda tertentu. Pada penelitian ini, akan diuraikan salah satu cara mengendalikan motor DC dengan menggunakan driver GeckoDrive320X.

GeckoDrive320X dihubungkan dengan mikrokontroler, motor DC, dan *encoder*. Mikrokontroler dihubungkan dengan komputer. Mikrokontroler berfungsi untuk menentukan kondisi kaki input *DIR* untuk menentukan arah putaran dan memberikan sejumlah pulsa pada kaki *CLOCK* untuk menentukan kecepatan putar dan jumlah putaran poros motor DC. Poros encoder dihubungkan dengan poros motor DC dan output encoder dihubungkan dengan GeckoDrive320X

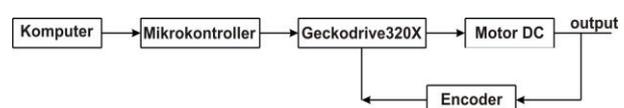
sehingga encoder tersebut dapat memberikan informasi ke GeckoDrive320X mengenai jumlah putaran poros motor DC. Komputer berfungsi untuk mengirimkan data yang terkait dengan arah putaran, kecepatan putar, dan jumlah putaran motor DC ke mikrokontroler. Dengan mengetahui cara pengendalian motor DC ini, diharapkan pemanfaatan mesin-mesin perkakas dengan kondisi yang telah disebutkan dapat menjadi lebih optimal.

### 2. METODOLOGI

Motor servo pada dasarnya adalah sebuah motor listrik yang dilengkapi dengan rangkaian kendali dan sistem *closed feedback*. Skematik pengendalian motor servo DC dengan menggunakan GeckoDrive320X dapat dilihat pada gambar 1.

Komputer berfungsi untuk memasukkan data yang terkait dengan pengendalian motor servo ke mikrokontroler. Data tersebut berupa arah putaran motor, jumlah putaran motor, dan kecepatan putar motor DC. Data tersebut diisikan ke dalam suatu *text-box* berupa dua buah angka yang dipisahkan oleh sebuah spasi. Angka pertama merupakan data arah dan jumlah putaran, sedangkan angka kedua merupakan kecepatan putar motor servo. Data tersebut dimasukkan ke dalam mikrokontroler dengan menekan tombol **KIRIM**. Data dari komputer dikirimkan ke mikrokontroler dengan menggunakan komunikasi serial. Bentuk form aplikasi program yang dibuat dapat dilihat pada gambar 2.

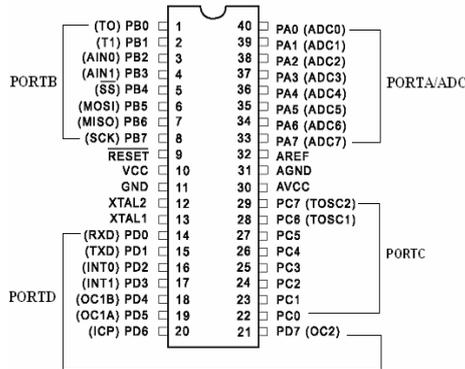
Mikrokontroler berfungsi untuk menerjemahkan data yang diterima dari komputer menjadi data digital yang selanjutnya data tersebut digunakan sebagai data input GeckoDrive320X. Mikrokontroler yang digunakan adalah mikrokontroler ATMega8535. Mikrokontroler ATMega8535 dapat dilihat pada Gambar 3.



**Gambar 1.** Skematik pengendalian motor servo DC

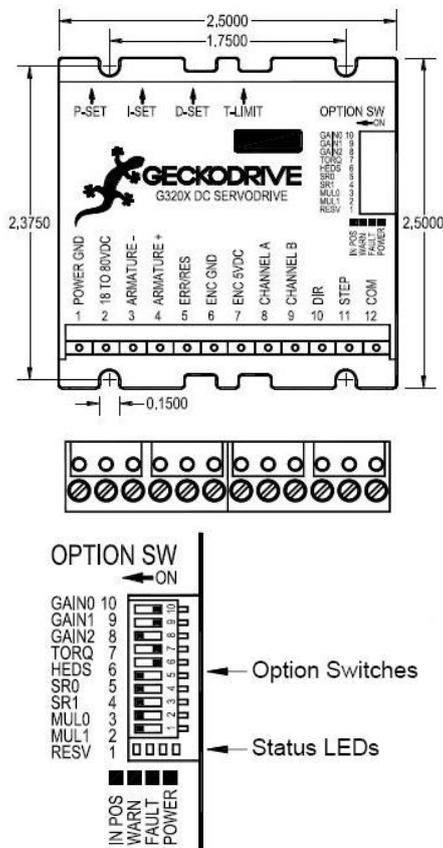


**Gambar 2.** Form aplikasi program pengendalian motor servo DC



**Gambar 3.** Mikrokontroler ATmega8535

Geckodrive320X berfungsi untuk mengatur arah putaran, kecepatan putar dan jumlah putaran motor DC. Geckodrive320X dapat dilihat pada Gambar 4.



**Gambar 4.** Geckodrive320X

Geckodrive320X mempunyai 12 kaki fungsional. Fungsi masing-masing kaki Geckodrive320X dapat dilihat pada Tabel 1. Geckodrive320X mampu mengatur posisi poros

motor DC dengan ketelitian pemosisian sesuai dengan ketelitian encoder yang dipasangkan pada poros motor DC. Geckodrive320X mampu menggerakkan motor DC dengan tegangan kerja 18 volt sampai dengan 80 volt dengan arus listrik maksimum 20 ampere.

Gecko320X mempunyai 10 buah option switch. Option switch tersebut digunakan untuk menentukan faktor pengali pulsa kontrol yang masuk ke Geckodrive320X, error limit penentuan posisi poros motor DC, penentuan jenis encoder, penentuan batas arus maksimum, dan penentuan faktor pengali untuk konstanta PID. Geckodrive320X juga dilengkapi dengan potensiometer untuk mengatur nilai konstanta PID.

Encoder berfungsi untuk mengukur posisi poros motor. Encoder mempunyai tiga kaki output yaitu output A, output B, dan output Z. Output A dan output B mengeluarkan pulsa dengan jumlah tertentu setiap satu kali putaran poros encoder. Pulsa output A dengan output B berbeda fasa 90°. Output Z mengeluarkan satu pulsa setiap satu putaran poros encoder. Salah satu jenis encoder dapat dilihat pada Gambar 5.

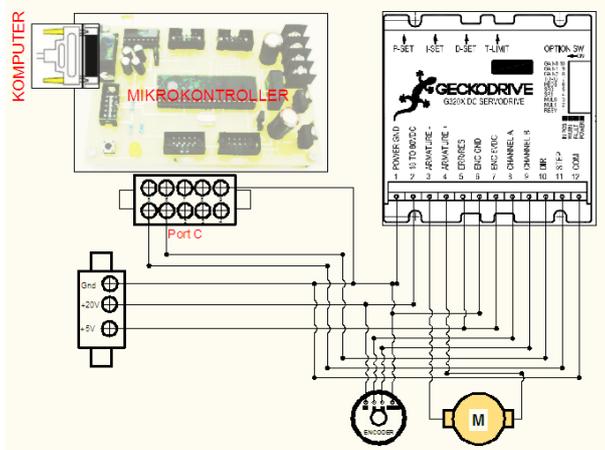
**Tabel 1.** Kaki fungsional Geckidrive320X

No	Nama	Keterangan
1	Power GND	Dihubungkan dengan sumber listrik DC negatif
2	18 TO 80 VDC	Dihubungkan dengan sumber listrik DC positif
3	ARMATURE -	Dihubungkan dengan kaki motor DC negatif
4	ARMATURE +	Dihubungkan dengan kaki motor DC positif
5	ERR/RES	Dihubungkan dengan sumber listrik DC 5 volt
6	ENC GND	Dihubungkan dengan kaki GND encoder
7	ENC 5VDC	Dihubungkan dengan kaki 5V encoder
8	CHANNEL A	Dihubungkan dengan output A encoder
9	CHANNEL B	Dihubungkan dengan output B encoder
10	DIR	Dihubungkan dengan kaki mikrokontroler untuk menentukan arah putaran
11	STEP	Dihubungkan dengan kaki mikrokontroler untuk menentukan kecepatan dan jumlah putaran
12	COM	Dihubungkan dengan semua sumber listrik negatif



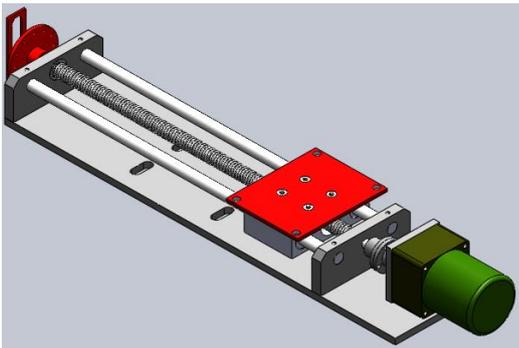
**Gambar 5.** Encoder

Komponen-komponen kontrol yang telah disebutkan kemudian dirakit menjadi satu kesatuan sistem kontrol. Diagram pengkabelan rakitan komponen-komponen kontrol tersebut dapat dilihat pada Gambar 6.



Gambar 6. Diagram pengkabelan pengendali motor servo DC

Motor DC yang dikendalikan dengan menggunakan Geckodrive320X dihubungkan dengan poros slider. Rakitan motor DC dengan poros slider dapat dilihat pada Gambar 7.



### 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Setelah semua komponen pengendali dirakit, dilakukan pengujian motor servo DC. Pengujian pertama dilakukan dengan cara memberikan pulsa sebesar 360 pulsa ke Geckodrive320X kemudian putaran poros motor DC diamati untuk berbagai nilai setingan SW2 dan SW3. Encoder yang digunakan pada pengujian ini adalah encoder jenis NPN Open Collector dengan jumlah pulsa 360 pulsa per satu putaran poros encoder. Hasil pengujian dapat dilihat pada Tabel 2.

Tabel 2. Hubungan input pulsa dengan putaran poros

SW2	SW3	Putaran Poros (°)
ON	ON	90
ON	OFF	180
OFF	ON	450
OFF	OFF	900

Dari hasil pengujian tersebut dapat dilihat bahwa terdapat jumlah putaran poros motor DC tergantung pada kondisi switch SW2 dan SW3. Pada kondisi SW2=ON dan

SW3=ON (faktor pengali 1) setiap 1<sup>0</sup> putaran poros memerlukan empat buah pulsa. Pada kondisi SW2=ON dan SW3=OFF (faktor pengali 2) setiap 2<sup>0</sup> putaran poros memerlukan empat buah pulsa. Pada kondisi SW2=OFF dan SW3=ON (faktor pengali 5) setiap 5<sup>0</sup> putaran poros memerlukan empat buah pulsa. Pada kondisi SW2=OFF dan SW3=OFF (faktor pengali 10) setiap 10<sup>0</sup> putaran poros memerlukan empat buah pulsa.

Setelah keterkaitan antara jumlah pulsa dengan putaran poros diketahui, pengujian selanjutnya adalah menentukan kecepatan maksimum poros motor yang masih dapat dikendalikan oleh Geckodrive320X pada setiap kondisi SW2 dan SW3. Pengujian dilakukan dengan memberikan sejumlah pulsa tertentu dengan kecepatan putar yang bervariasi sampai Geckodrive320X tidak mampu memposisikan poros motor dengan benar. Hasil pengujian dapat dilihat pada Tabel 3.

Tabel 3. Kecepatan maksimum poros

SW2	SW3	Putaran Poros (rpm)
ON	ON	462
ON	OFF	521
OFF	ON	495
OFF	OFF	540

Dari hasil pengujian tersebut dapat dilihat bahwa kecepatan putaran motor maksimum untuk setiap kondisi switch nilainya hampir sama. Kecepatan maksimum tersebut kira-kira 500 rpm. Nilai kecepatan maksimum terkecil terjadi pada kondisi SW2=ON dan SW3=ON, sedangkan nilai kecepatan maksimum terbesar terjadi pada kondisi SW2=OFF dan SW3=OFF.

Pengujian ketiga dilakukan dengan cara menggerakkan motor servo dengan jumlah putaran tertentu dalam dua arah yang berlawanan. Pergeseran posisi awal slider dengan posisi akhir slider diukur. Pengujian ini bertujuan untuk menentukan ketelitian pemosisian motor servo. Hasil pengujian dapat dilihat pada Tabel 4.

Tabel 4. Simpangan maksimum pemosisian slider

SW2	SW3	Simpangan maksimum (mm)
ON	ON	0.05
ON	OFF	0.04
OFF	ON	0.10
OFF	OFF	0.10

Dari hasil pengujian tersebut dapat dilihat bahwa nilai penyimpangan maksimum terkait dengan faktor pengali pulsa. Pada kondisi pengali pulsa 1 dan 2, nilai simpangan maksimum pemosisian slider sebesar 0.05 mm. Pada kondisi pengali pulsa 5 dan 10, nilai simpangan maksimum pemosisian slider sebesar 0.10 mm.

### 4. KESIMPULAN

Dari pembahasan yang dilakukan pada bab-bab sebelumnya dapat disimpulkan bahwa Geckodrive320X dapat digunakan untuk mengendalikan motor listrik DC. Ketelitian pemosisian motor servo adalah satu derajat (sesuai dengan ketelitian output encoder) dicapai dengan memberikan pulsa input pada Geckodrive320X sebanyak empat pulsa. Kecepatan maksimum motor DC yang mampu dikendalikan



oleh Geckodrive320X adalah 460 rpm. Simpangan maksimum pemosisian slider adalah 0.01 mm pada kondisi faktor pengali 5 dan 10.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] Motor\_DC\_Servo\_AD, 4 Pebruari 2013, [http://www.-muirheadaerospace.com/media-centre/data-sheets/Motor\\_DC\\_Servo\\_AD.pdf](http://www.-muirheadaerospace.com/media-centre/data-sheets/Motor_DC_Servo_AD.pdf)
- [2] Rotary Encoder, 16 Pebruari 2013, [http://www.auto-nicsonline.com/pdf/Encoder\\_Total\\_7th.pdf](http://www.auto-nicsonline.com/pdf/Encoder_Total_7th.pdf)
- [3] G320X SERVO DRIVE, 11 Maret 2013, [http://www.-geckodrive.com/gecko/images/cms\\_files/G320X%20REV-10%20Manual%20Formatted.pdf](http://www.-geckodrive.com/gecko/images/cms_files/G320X%20REV-10%20Manual%20Formatted.pdf)
- [4] Servo Control Facts, 14 Maret 2013, <http://www.baldor.com/pdf/manuals/1205-394.pdf>
- [5] DC Servo Motor & Drivers, 17 Maret 2013, [http://servosystems.com/baldor\\_dc servo\\_motors.pdf](http://servosystems.com/baldor_dc servo_motors.pdf)
- [6] Microcomputer Hardware and Software – Design, 23 Maret 2013, <https://www.engr.usask.ca/classes/EE/331/pastexams/Past%20Projects/2008/EE331design.pdf>



# **DECIDING THE OPTIMUM SPOKE ANGLE OF MOTORCYCLE CAST WHEEL USING FINITE ELEMENT APPLICATION AND PUGH'S CONCEPT SELECTION METHOD**

## **Case study: Sustainable Product Development for Motorcycle Cast Wheel**

**Willyanto Anggono<sup>1)</sup>, Ivano Pratikto<sup>2)</sup>, Heru Suryato<sup>3)</sup>, Sugeng Hadi Susilo<sup>4)</sup>, Suprihanto<sup>5)</sup>**

Mechanical Engineering Department Petra Christian University Surabaya <sup>1,2)</sup>

Mechanical Engineering Department State University of Malang<sup>3)</sup>

Mechanical Engineering Department State Polytechnic of Malang<sup>4)</sup>

Sentosa Alloy Industri Sidoarjo<sup>5)</sup>

E mail : willy@petra.ac.id<sup>1)</sup>

### **ABSTRAK**

*Cast wheel sepeda motor adalah kerangka ban yang berfungsi untuk menahan beban dan tegangan yang diakibatkan oleh berat kendaraan, berat penumpang dan dampak yang diakibatkan oleh permukaan jalan yang dilalui oleh sepeda motor. Dampak dari permukaan jalan terhadap cast wheel sepeda motor dapat mengakibatkan terjadinya kerusakan cast wheel karena tegangan dan deformasi yang terjadi. Sudut kemiringan spoke pada cast wheel sangat mempengaruhi kekuatan cast wheel. Pada penelitian ini dilakukan analisa pengaruh sudut kemiringan spoke pada cast wheel untuk menentukan desain optimum cast wheel sepeda motor berdasar kekuatan tekan dan kekuatan dampak serta analisa tegangan dan deformasi yang terjadi pada cast wheel dengan menggunakan Finite Element Application (ANSYS Software) dan Pugh's concept selection method. Penggunaan Finite Element Application (ANSYS Software) dan Pugh's concept selection method dalam penentuan desain optimum cast wheel sepeda motor sangat sesuai dengan prinsip-prinsip sustainable product development yang menghemat waktu, biaya, material dan tenaga manusia serta tidak melakukan trial and error dalam melakukan pengembangan produk. Dari hasil penelitian dengan pembebanan statis dan pembebanan dampak pada variasi sudut kemiringan spoke cast wheel sepeda motor mulai dari sudut kemiringan 0 derajat sampai 90 derajat diperoleh hasil bahwa sudut kemiringan spoke 0 derajat mempunyai tegangan maksimum dan deformasi maksimum terkecil dibandingkan dengan sudut kemiringan spoke lainnya. Sudut kemiringan spoke 0 derajat pada cast wheel sepeda motor adalah desain optimum cast wheel sepeda motor dengan tegangan maksimum adalah 232.27 Mpa dan deformasi maksimum adalah 1.2722 mm untuk pembebanan statis serta tegangan maksimum adalah 4560.7 Mpa dan deformasi maksimum adalah 12.218 mm untuk pembebanan dampak. Cast wheel sepeda motor dengan sudut kemiringan spoke 0 derajat adalah desain optimum terbaik berdasar pemilihan desain dengan menggunakan sustainable product design using Finite Element Application (ANSYS Software) dan Pugh's concept selection method.*

**Kata kunci:** *Sustainable product design, Finite Element Application, Spoke angle, Motor cycle cast wheel, Pugh's concept selection.*

## **1. PENDAHULUAN**

Cast wheel (velg) sepeda motor adalah kerangka ban yang berfungsi untuk menahan beban dan tegangan yang diakibatkan oleh berat kendaraan, berat penumpang dan dampak yang diakibatkan oleh permukaan jalan yang dilalui oleh sepeda motor. Dampak dari permukaan jalan terhadap cast wheel sepeda motor dapat mengakibatkan terjadinya kerusakan cast wheel karena tegangan dan deformasi yang terjadi. Sudut kemiringan spoke pada cast wheel sangat mempengaruhi kekuatan cast wheel. Cast wheel sepeda motor merupakan salah satu komponen otomotif yang terus mengalami kemajuan desain, banyak mengutamakan penampilan dan merupakan salah satu bagian dari kendaraan yang menerima tegangan dan beban. Banyaknya variasi model cast wheel sepeda motor saat ini sangat mempengaruhi kekuatan dan ketahanan dari cast wheel sepeda motor, khususnya dipakai di jalan raya di Indonesia yang bergelombang. Cast wheel sepeda motor yang dijual di pasaran mempunyai banyak

model sehingga perlu diketahui pengaruh design cast wheel sepeda motor terhadap tegangan dan deformasi yang terjadi pada cast wheel sepeda motor, agar cast wheel sepeda motor tersebut mempunyai kekuatan maksimal.

## **2. METODE PENELITIAN**

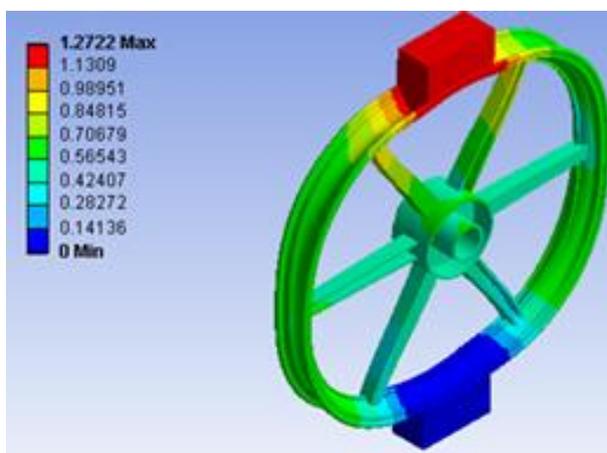
Langkah utama dalam penelitian ini dilakukan pengujian real experiment dan simulasi dalam *Finite Element Application software* (ANSYS). Dengan bantuan software ANSYS bisa didapatkan tegangan dan deformasi yang terjadi pada cast wheel sepeda motor. Dengan Finite Element Application, model yang telah dibuat dalam *software* CAD di meshing dan dilakukan solusi di ANSYS sehingga didapatkan tegangan maksimum dan deformasi maksimum pada setiap bagian pada cast wheel sepeda motor. Metode penelitian yang akan dilakukan dalam penelitian ini dapat dilihat pada Gambar 1.



Gambar 1. Diagram Alir Penelitian

### 3. HASIL DAN ANALISA

Sebelum melakukan penelitian ini dilakukan pengujian real experiment dan simulasi statis uji tekan awal untuk membuktikan bahwa software yang dipergunakan memiliki keakuratan yang baik dalam melakukan pengujian secara pemodelan atau simulasi. Pengujian ini dilakukan dengan cara melakukan pengujian tekan pada velg secara statis, untuk dapat diketahui deformasi yang terjadi pada velg. Pengujian real experiment dilakukan dengan menggunakan mesin uji tekan. Velg yang akan dilakukan uji tekan, dengan gaya sebesar 15000 N pada range antar spoke seperti yang terjadi pada pemodelan di software ANSYS. Pada pemodelan dengan software ANSYS menunjukkan bahwa dengan gaya sebesar 15000 N ke range antar spoke menghasilkan deformasi sebesar 1.2722 mm. Gambar simulasi deformasi total pada pengujian awal uji tekan dapat dilihat pada Gambar 2. Sedangkan uji statis real experiment dengan menggunakan mesin uji tekan dengan pemberian gaya sebesar 15000 N ke range antar spoke dihasilkan deformasi sebesar 1.2 mm. Gambar real experiment pengukuran deformasi total pada pengujian awal uji tekan dapat dilihat pada Gambar 3. Dari hasil pengujian tersebut, kesalahan yang dihasilkan ternyata relatif kecil (6,01%) sehingga hasil simulasi yang cukup teliti tersebut dapat digunakan untuk melakukan pendekatan penelitian simulasi velg cast wheel yang dilakukan uji tekan.

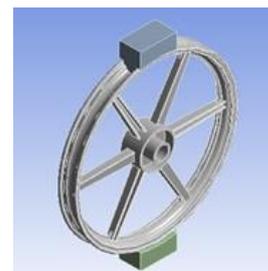


Gambar 2. Simulasi Pengujian Awal Uji Tekan



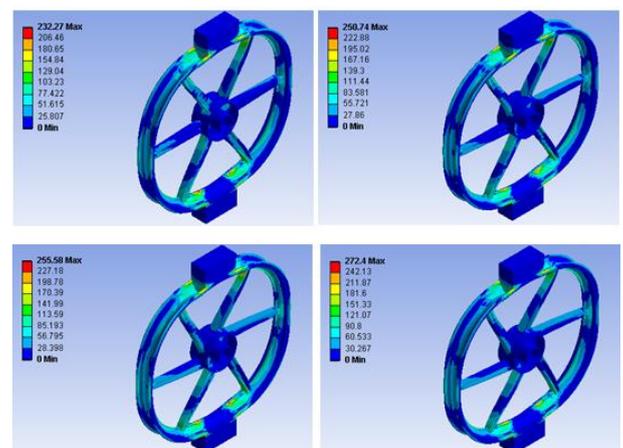
Gambar 3. Real Experiment Pengujian Uji Tekan

Pada pengujian statis, velg cast wheel yang di uji simulasi adalah velg cast wheel dengan kemiringan spoke  $0^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $60^\circ$ , dan  $90^\circ$ . Dalam penelitian ini, masing-masing velg cast wheel akan dibebani, kemudian di plot ke dalam grafik. Dalam penelitian masing-masing velg akan diberi gaya sebesar yang sama pada setiap pemodelan yaitu dengan gaya 10000 N dengan material velg yang digunakan adalah Aluminum Alloy. Permodelan uji Tekan dapat di lihat Gambar 4.



Gambar 4. Permodelan Velg Cast Wheel pada Uji Tekan

Efek pemberian gaya pada cast wheel mengakibatkan tegangan maksimum dan deformasi maksimum terbesar terjadi pada pemberian gaya antar spoke dibandingkan dengan pemberian gaya pada spoke (Anggono, 2011) sehingga pada penelitian ini dilakukan pemberian beban antar spoke. Gambar 5 berikut adalah hasil penelitian dengan menggunakan ANSYS software pada pemberian gaya antar spoke.

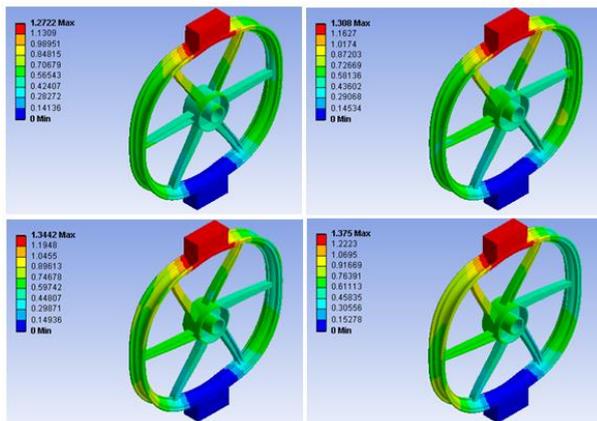


Gambar 5. Distribusi Tegangan pada Cast Wheel Berbagai Variasi Sudut Spoke pada Uji Tekan

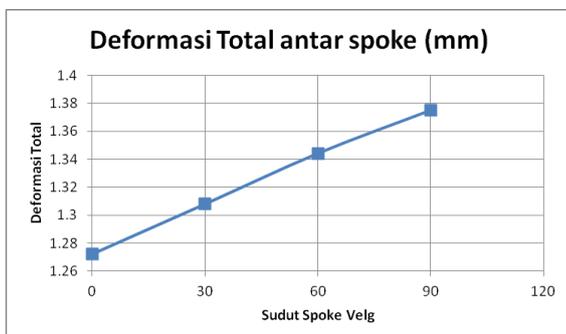


**Gambar 6.** Tegangan Maksimum Berbagi Variasi Sudut Spoke pada Uji Tekan

Pada Gambar 5 dan Gambar 6, dapat dilihat tegangan maksimum terkecil dimiliki oleh spoke miring  $0^\circ$ . Semakin besar sudut spoke, tegangan maksimum yang terjadi pada velg semakin besar. Spoke dengan sudut kemiringan  $0^\circ$  mempunyai kekuatan untuk menahan beban (gaya dari luar) paling baik dibandingkan dengan spoke dengan sudut kemiringan  $30^\circ$ ,  $60^\circ$  dan  $90^\circ$ . Hal ini disebabkan semakin besar sudut kemiringan spoke menyebabkan panjang spoke juga semakin besar sehingga tegangan yang terjadi pada cast wheel semakin besar.



**Gambar 7.** Deformasi pada Cast Wheel Berbagi Variasi Sudut Spoke pada Uji Tekan

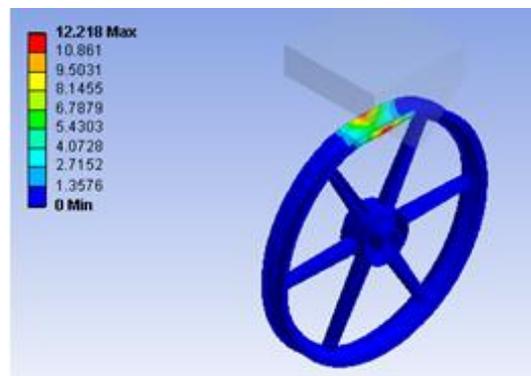


**Gambar 8.** Deformasi Maksimum Berbagi Variasi Sudut Spoke pada Uji Tekan

Pada Gambar 7 dan Gambar 8 dapat dilihat bahwa deformasi terkecil dimiliki oleh spoke dengan sudut miring  $0^\circ$ . Semakin besar sudut spoke deformasi maksimum yang terjadi pada velg semakin besar. Spoke dengan sudut kemiringan  $0^\circ$  mempunyai kekuatan untuk menahan beban

(gaya dari luar) terhadap efek deformasi yang terjadi pada cast wheel paling baik dibandingkan dengan spoke dengan sudut kemiringan  $30^\circ$ ,  $60^\circ$  dan  $90^\circ$ . Hal ini disebabkan semakin besar sudut kemiringan spoke menyebabkan panjang spoke juga semakin besar sehingga deformasi yang terjadi pada cast wheel semakin besar.

Sebelum melakukan penelitian uji impact, dilakukan pengujian real experiment dan simulasi uji impact awal untuk membuktikan bahwa software yang dipergunakan memiliki keakuratan yang baik dalam melakukan pengujian secara pemodelan atau simulasi. Pada uji impact ini, velg cast wheel dilakukan pembebanan impact dengan beban 150 kg pada jarak 75 mm pada range antar spoke. Perlakuan tersebut dilakukan baik pada real experiment maupun simulasi dengan software ANSYS. Pada software ANSYS deformasi total terjadi sebesar 12.218 mm. Sedangkan pada uji real experiment yang dilakukan, deformasi yang terjadi sebesar 11 mm.

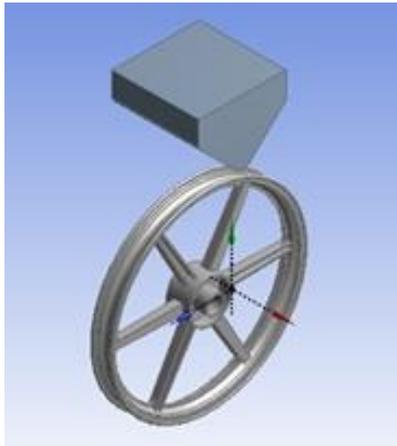


**Gambar 9.** Simulasi Awal Uji Impact

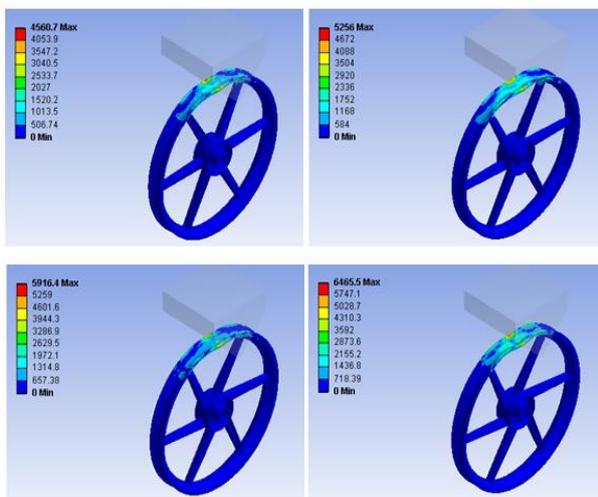


**Gambar 10.** Real Experiment Uji Impact

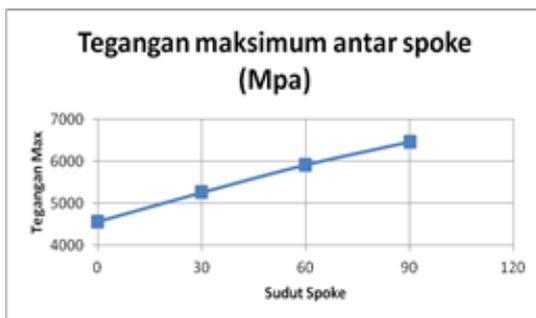
Gambar 9 dan Gambar 10 menunjukkan pengujian real experiment dan simulasi uji impact velg cast wheel. Dari hasil pengujian tersebut, perbedaan yang dihasilkan ternyata relatif kecil (9,96%) sehingga hasil simulasi yang cukup teliti tersebut dapat digunakan untuk melakukan pendekatan penelitian simulasi impact yang terjadi pada velg cast wheel. Pada pengujian impact, velg cast wheel yang di uji simulasi adalah velg cast wheel dengan kemiringan spoke  $0^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $60^\circ$ , dan  $90^\circ$ . Pada penelitian simulasi uji impact pada cast wheel, velg cast wheel diberikan beban 150 kg berjarak 75 mm. Material velg yang digunakan sama dengan uji tekan diatas yaitu Aluminum Alloy sedangkan material penghantamnya adalah steel.



Gambar 11. Permodelan Velg Cast Wheel pada Uji Impak

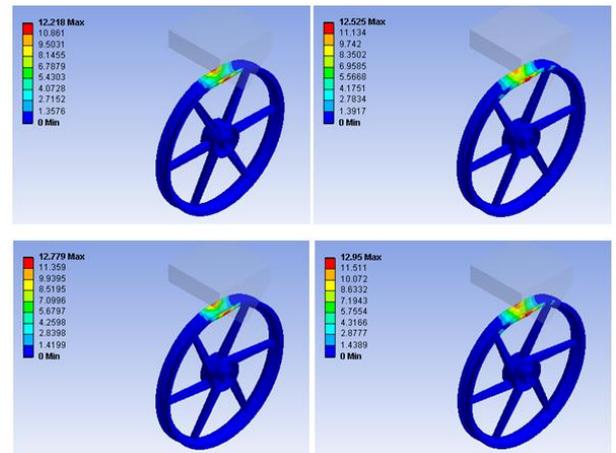


Gambar 12. Distribusi Tegangan pada Velg Cast Wheel Berbagai Variasi Sudut Spoke pada Uji Impak

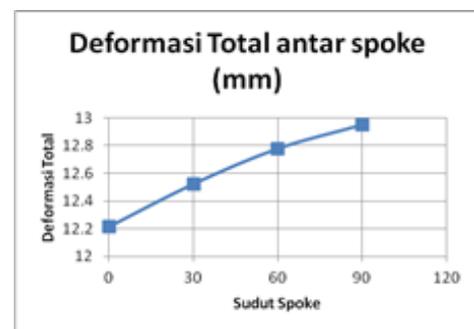


Gambar 13. Tegangan Maksimum Berbagai variasi sudut Spoke pada Uji Impak

Pada Gambar 12 dan Gambar 13 dapat dilihat bahwa tegangan terkecil dimiliki oleh spoke dengan sudut miring  $0^\circ$ . Semakin besar sudut spoke tegangan maksimum yang terjadi pada velg semakin besar. Spoke dengan sudut kemiringan  $0^\circ$  mempunyai kekuatan untuk menahan beban impact dari luar terhadap efek tegangan yang terjadi pada cast wheel paling baik dibandingkan dengan spoke dengan sudut kemiringan  $30^\circ$ ,  $60^\circ$  dan  $90^\circ$ . Hal ini disebabkan semakin besar sudut kemiringan spoke menyebabkan panjang spoke juga semakin besar sehingga tegangan yang terjadi pada cast wheel semakin besar.



Gambar 14. Deformasi pada Cast Wheel Berbagai Variasi sudut Spoke pada Uji Impak



Gambar 15. Deformasi Maksimum Berbagai Jumlah Spoke pada Uji Impak

Pada Gambar 14 dan Gambar 15 dapat dilihat bahwa deformasi terkecil dimiliki oleh spoke dengan sudut miring  $0^\circ$ . Semakin besar sudut spoke, deformasi maksimum yang terjadi akibat impact pada velg semakin besar. Spoke dengan sudut kemiringan  $0^\circ$  mempunyai kekuatan untuk menahan beban impact dari luar terhadap efek deformasi yang terjadi pada cast wheel paling baik dibandingkan dengan spoke dengan sudut kemiringan  $30^\circ$ ,  $60^\circ$  dan  $90^\circ$ . Hal ini disebabkan semakin besar sudut kemiringan spoke menyebabkan panjang spoke juga semakin besar sehingga deformasi yang terjadi pada cast wheel semakin besar.

Tabel 1. Pugh's Concept Selection Method Pemilihan Velg Cast Wheel

Model	Weighting Factor	Kemiringan Spoke $0^\circ$		Kemiringan Spoke $30^\circ$		Kemiringan Spoke $60^\circ$		Kemiringan Spoke $90^\circ$	
		Individual Value	Weighting Value	Individual Value	Weighting Value	Individual Value	Weighting Value	Individual Value	Weighting Value
Kriteria									
Tegangan Maksimum	5	5	25	4	20	3	15	2	10
Deformasi Maksimum	5	5	25	4	20	3	15	2	10
Material yang dibutuhkan	4	5	20	4	16	3	12	2	8
Proses Produksi	4	5	20	4	16	3	12	2	8
<b>Total Weighting Value</b>			<b>90</b>		<b>72</b>		<b>54</b>		<b>36</b>

Dalam menentukan desain yang paling optimum digunakan Pugh's Concept Selection Method dengan perbandingan absolute comparison seperti dapat dilihat pada Tabel 1. Berdasarkan hasil penelitian dengan menggunakan Finite Element Application (ANSYS Software) dapat diketahui bahwa velg dengan spoke dengan kemiringan  $0^\circ$  merupakan velg yang paling baik menahan beban, hal ini dikarenakan spoke dengan kemiringan  $0^\circ$



memiliki tegangan maksimum dan deformasi maksimum yang paling kecil diantara spoke dengan kemiringan yang lain nya. Spoke dengan kemiringan  $0^\circ$  merupakan velg cast wheel yang paling baik dari sisi penggunaan material karena penggunaan material yang lebih sedikit dibandingkan dengan spoke dengan kemiringan yang lain nya. Spoke dengan kemiringan  $0^\circ$  juga merupakan velg cast wheel yang paling baik dari sisi penggunaan proses produksi cast wheel karena spoke dengan kemiringan  $0^\circ$  (spoke lurus) relatif lebih sederhana dibandingkan dengan spoke dengan kemiringan yang lain nya (spoke dengan sudut kemiringan). Cast wheel sepeda motor dengan sudut kemiringan spoke  $0^\circ$  adalah desain optimum terbaik berdasar pemilihan desain dengan menggunakan sustainable product design using Finite Element Application (ANSYS Software) dan Pugh's concept selection method.

#### 4. KESIMPULAN

Penggunaan Finite Element Application (ANSYS Software) dan Pugh's concept selection method dalam penentuan desain optimum cast wheel sepeda motor sangat sesuai dengan prinsip-prinsip sustainable product development yang menghemat waktu, biaya, material dan tenaga manusia serta tidak melakukan trial and error dalam melakukan pengembangan produk. Dari hasil penelitian dengan pembebanan statis dan pembebanan impact pada variasi sudut kemiringan spoke cast wheel sepeda motor mulai dari sudut kemiringan 0 derajat sampai 90 derajat diperoleh hasil bahwa sudut kemiringan spoke 0 derajat mempunyai tegangan maksimum dan deformasi maksimum terkecil dibandingkan dengan sudut kemiringan spoke lainnya. Sudut kemiringan spoke 0 derajat pada cast wheel sepeda motor adalah desain optimum cast wheel sepeda motor dengan tegangan maksimum adalah 232.27 Mpa dan deformasi maksimum adalah 1.2722 mm untuk pembebanan statis serta tegangan maksimum adalah 4560.7 Mpa dan deformasi maksimum adalah 12.218 mm untuk pembebanan impact. Cast wheel sepeda motor dengan sudut kemiringan spoke 0 derajat adalah desain optimum terbaik berdasar pemilihan desain dengan menggunakan sustainable product design using Finite Element Application (ANSYS Software) dan Pugh's concept selection method.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] Anggono, W., Pisa, B. F., Susilo, S. H., Sustainable Product Design for Motor Cycle Cast Wheel using Finite Element Application and Pugh's Concept Selection Method, Seminar Nasional Teknik Mesin 6, 2011.
- [2] Anggono, W., "Peningkatan Unjuk Kerja Desain Flexible Shield untuk Pompa Sabun dengan Menggunakan Metode Elemen Hingga", Jurnal Teknik Mesin, 2004, Vol. 6, hal. 57-64.
- [3] Budinski, K.G., Engineering Materials Properties and Selection, Prentice Hall, USA, 2002.
- [4] Budynas, Richard, G., Advanced Strength and Applied Stress Analysis, McGraw-Hill Book Company, Singapore, 1999.
- [5] Deutschman, A. D., Machine Design Theory and Practice, Macmillan Publishing Co, Inc, New York, 1975.
- [6] Hertzberg, W.R., Deformation and Fracture Mechanics of Engineering Materials, third edition, John Wiley and Sons, 1986.
- [7] Pratikto, I., Analisa Sudut Kemiringan Spoke Velg Cast Wheel Sepeda Motor Terhadap Kekuatan Tekan dan Impact, Tugas Akhir Teknik Mesin Universitas Kristen Petra, 2012.
- [8] Logan, D.L., A First Course in The Finite Element Method, PWS Publishing Company, Boston, 1996.
- [9] Pugh, S., Creating Innovative Products Using Total Design, Addison-Wesley Publishing Company, Inc., USA, 1996.
- [10] Pugh, S., Total Design: Integrated Methods for Successful Product Engineering, Addison-Wesley Publishing Company, Inc., USA, 1991.

# **SUSTAINABLE PRODUCT DEVELOPMENT FOR SHIP DESIGN USING FINITE ELEMENT APPLICATION AND PUGH'S CONCEPT SELECTION METHOD**

## **Case study: Deciding the Optimum Ship Bow Design**

**Willyanto Anggono<sup>1)</sup>, La Ode M. Gafaruddin<sup>2)</sup>**

Mechanical Engineering Department Petra Christian University Surabaya<sup>1,2)</sup>  
E mail : willy@petra.ac.id<sup>1)</sup>

### **ABSTRAK**

*Haluan kapal (ship bow) adalah bagian terdepan kapal yang sangat penting dikarenakan haluan kapal adalah bagian yang mendapat beban gelombang air laut terdepan dan terbesar sehingga haluan kapal merupakan bagian yang paling fatal dalam hal dampak kerusakan. Kerusakan pada haluan kapal disebabkan karena gelombang air laut yang menghantam haluan kapal akan mengakibatkan tegangan dan deformasi pada material haluan kapal. Pada penelitian ini dilakukan analisa pengaruh bentuk haluan kapal untuk menentukan desain optimum haluan kapal berdasar analisa tegangan dan deformasi yang terjadi pada haluan kapal dengan pembebanan yang konstan. Penentuan tegangan dan deformasi untuk menentukan desain optimum haluan kapal dilakukan dengan Finite Element Application (ANSYS Software) dan Pugh's concept selection. Penggunaan Finite Element Application (ANSYS Software) dan Pugh's concept selection dalam menentukan desain haluan kapal adalah cara yang sesuai dengan prinsip-prinsip sustainable product development yang sangat menghemat waktu, biaya, material dan tenaga manusia serta meninggalkan cara trial and error dalam melakukan engineering design. Berdasar penelitian dengan Finite Element Application (ANSYS Software) pada pembebanan yang sama (1000 N untuk drag force dan 800 N untuk lift force) pada berbagai variasi haluan kapal didapatkan nilai tegangan maksimum dan deformasi maksimum yang terkecil yang terjadi pada berbagai tipe haluan kapal adalah terjadi pada tipe raked bow dengan nilai masing-masing adalah 297330 Pa untuk tegangan maksimum dan 0,09203 mm untuk deformasi maksimum. Berdasar hasil penelitian dengan Finite Element Application (ANSYS Software) dan Pugh's concept selection dalam menentukan desain haluan kapal didapatkan bahwa tipe haluan yang paling optimum adalah tipe raked bow.*

**Kata kunci:** Sustainable product development, Finite element application, Pugh's concept selection, Haluan kapal.

## **1. PENDAHULUAN**

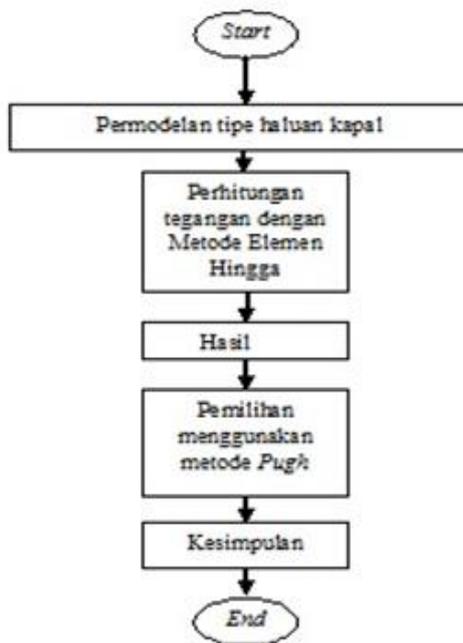
Pada saat ini perkembangan di bidang transportasi laut cukup berkembang. Kapal merupakan salah satu moda transportasi yang memiliki kapasitas angkut yang besar. Oleh karena itu kapal merupakan moda transportasi yang memiliki prospek yang bagus untuk mengangkut barang maupun manusia. Di dalam pelayarannya, kapal melalui laut yang memiliki tingkat kekuatan gelombang yang bervariasi. Variasi kekuatan gelombang ini dapat dipengaruhi oleh beberapa aspek. Aspek-aspek yang mempengaruhi kekuatan gelombang tersebut antara lain kedalaman laut, luas laut, temperatur laut. Semakin luas laut tersebut, maka semakin kencang angin yang berhembus. Semakin kencang angin yang berhembus, maka kekuatan gelombang yang ditimbulkan akan semakin besar. Oleh karena itu kapal diharapkan mampu melawan hampasan gelombang air laut yang bervariasi sesuai dengan daerah pelayaran yang akan direncanakan. Haluan kapal merupakan bagian kapal yang terkena dampak gelombang paling besar dan terdapat berbagai jenis model haluan kapal, antara lain raked bow dan spoon bow. Kerusakan yang mungkin terjadi merupakan hal yang sangat tidak diinginkan mengingat kapal bekerja pada air. Jika kerusakan tersebut diabaikan, maka kemungkinan kapal akan bocor dapat berdampak pada keselamatan pelayaran kapal itu sendiri. Pendekatan metode elemen hingga (Finite Element Application using ANSYS Software) untuk menganalisa

kemungkinan kerusakan yang terjadi pada haluan kapal tersebut merupakan salah satu cara pendekatan yang cukup murah, cepat dan relatif akurat (Heckman, 1998). Aplikasi metode elemen hingga juga dapat diterapkan untuk menganalisa kapal (Abubakar, 2012) dimana metode elemen hingga dan software FEA digunakan untuk memprediksi kerusakan yang kemudian diperluas untuk menyelidiki kerusakan pada struktur double bottom kapal. Finite Element Application adalah suatu metode yang digunakan untuk menyelesaikan permasalahan mekanika dengan geometri yang kompleks. Keunggulan metode ini terdapat pada kecepatan komputasi dalam menyelesaikan permasalahan mekanika, memberikan solusi yang cukup akurat, efisiensi biaya yang digunakan untuk menyelesaikan sebuah kasus mekanika. Dalam penggunaan Finite Element Application software, benda akan di diskritisasi menjadi elemen-elemen dan dilakukan pengaplikasian boundary conditions serta pembebanan selanjutnya dilakukan perhitungan.

## **2. METODE PENELITIAN**

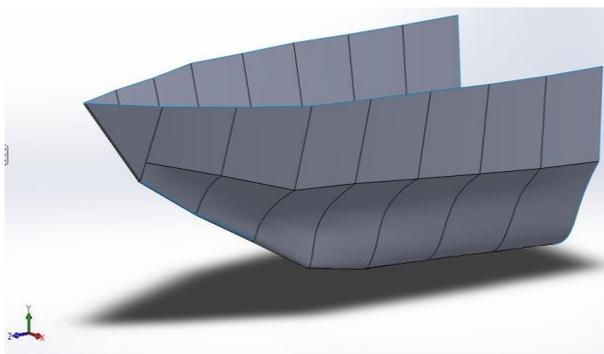
Metodologi yang digunakan dalam pemilihan tipe haluan kapal (raked bow dan spoon bow) berdasarkan tegangan maksimum seperti yang terlihat pada Gambar 1. Material haluan kapal terbuat dari pelat baja AH36 dengan ketebalan yang sama untuk masing-masing variasi tipe haluan kapal yang diteliti. Dimensi Kapal yang dianalisa mempunyai

dimensi: panjang keseluruhan 65 meter, lebar keseluruhan breadth moulded 14 meter dan draft 2,95 meter. Pembebanan yang sama dilakukan pada setiap model tipe haluan kapal sebesar 1000 N untuk drag force dan 800 N untuk lift force.



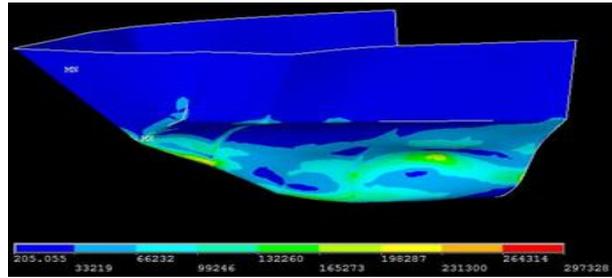
### 3. HASIL DAN ANALISA

Pemodelan dilakukan dengan menggunakan software CAD (solidworks) dan untuk analisa tegangan dan deformasi dilakukan dalam ANSYS yang berbasis metode elemen hingga. Beban diaplikasikan pada haluan yang memiliki nilai yang sama namun dengan desain haluan yang berbeda. Pemodelan menggunakan software solidworks dapat dilihat pada Gambar 2.

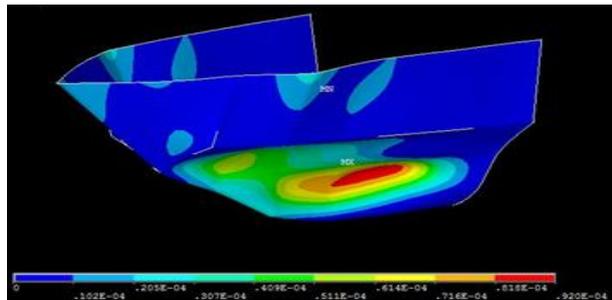


Gambar 2. Pemodelan Haluan Kapal

Setelah pemodelan selesai dilakukan menggunakan Solidworks, selanjutnya analisa tegangan dan deformasi (nodal displacement) dari setiap tipe haluan dilakukan menggunakan software ANSYS. Pada ANSYS sebelum pembebanan dilakukan, model harus di meshing terlebih dahulu agar di diskritisasi menjadi elemen yang lebih kecil. Setelah dilakukan proses meshing, penerapan boundary conditions dan pembebanan, selanjutnya dilakukan simulasi perhitungan dari desain tipe haluan kapal raked bow dan spoon bow yang dapat dilihat seperti pada Gambar 3 sampai dengan Gambar 6.

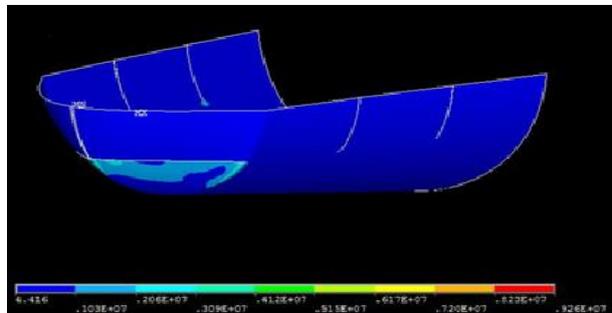


Gambar 3. Vonmises Stress pada Tipe Haluan Raked Bow

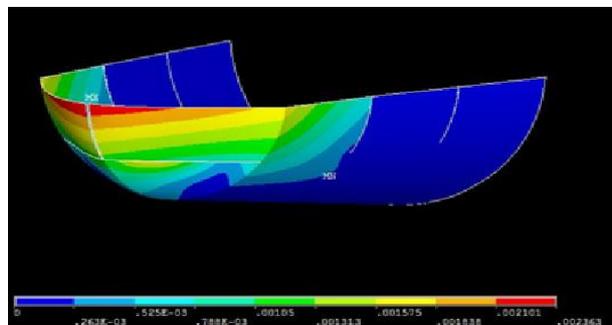


Gambar 4. Nodal Displacement pada Tipe Haluan Raked bow

Dari hasil simulasi untuk tipe haluan raked bow diperoleh bahwa tegangan (von mises stress) maksimum yang terjadi pada haluan adalah sebesar 297330 Pa (Gambar 3) dan nodal displacement (deformasi) maksimum yang ditunjukkan oleh hasil simulasi pada Gambar 4 adalah sebesar 0,00009203 meter atau 0,09203 mm.



Gambar 5. Vonmises Stress pada Tipe Haluan Spoon Bow



Gambar 6. Nodal displacement pada Tipe Haluan Spoon Bow

Dari hasil simulasi untuk tipe haluan spoon bow diperoleh bahwa tegangan (von mises) maksimum yang terjadi pada haluan adalah sebesar 9261100 Pa (Gambar 5) dan defleksi maksimum yang ditunjukkan oleh hasil simulasi adalah sebesar 0,0023631 meter atau 2,3631 mm (Gambar 6).

Selanjutnya semua hasil simulasi tegangan dan deformasi yang terjadi pada berbagai tipe haluan kapal (raked bow dan spoon bow) dirangkum dan dipresentasikan dalam tabel seperti yang dapat dilihat pada Tabel 1.

**Tabel 1.** Hasil Simulasi Analisa Tegangan dan Deformasi pada Haluan Kapal

Tipe Haluan Kapal	Tegangan maksimum (Pa)	Deformasi Maksimum (m)
Raked Bow	297330	9.20E-05
Spoon Bow	9261100	2.36E-03

**Tabel 2.** Pugh's Concept Selection untuk Pemilihan Desain Optimum Haluan Kapal

Model Haluan Kapal		Raked Bow		Spoon Bow	
Kriteria	Weighing Factor	Individual Value	Weighing Value	Individual Value	Weighing Value
Tegangan Maksimum	5	5	25	4	20
Deformasi Maksimum	5	5	25	4	20
Total Weighing Value			50		40

Untuk memilih tipe haluan yang paling optimum, diperlukan pemilihan menggunakan Pugh's concept selection dengan kriteria desain terbaik adalah desain yang memiliki total score terbesar. Berdasarkan pemilihan tipe haluan kapal menggunakan Pugh's Concept Selection, tipe raked bow memiliki nilai (score) yang paling tinggi. Sehingga tipe raked bow merupakan tipe haluan yang paling optimum berdasar kriteria penilaian tegangan dan deformasi maksimum yang terjadi.

#### 4. KESIMPULAN

Penentuan tegangan dan deformasi untuk menentukan desain optimum haluan kapal dilakukan dengan Finite Element Application (ANSYS Software) dan Pugh's concept selection. Penggunaan Finite Element Application (ANSYS Software) dan Pugh's concept selection dalam menentukan desain haluan kapal adalah cara yang sesuai dengan prinsip-prinsip sustainable product development yang sangat menghemat waktu, biaya, material dan tenaga manusia serta meninggalkan cara trial and error dalam melakukan engineering design. Berdasar penelitian dengan Finite Element Application (ANSYS Software) pada pembebanan yang sama (1000 N untuk drag force dan 800 N untuk lift force) pada berbagai variasi haluan kapal didapatkan nilai tegangan maksimum dan deformasi maksimum yang terkecil yang terjadi pada berbagai tipe haluan kapal adalah terjadi pada tipe raked bow dengan nilai masing-masing adalah 297330 Pa untuk tegangan maksimum dan 0,09203 mm untuk deformasi maksimum. Berdasar hasil penelitian dengan Finite Element Application (ANSYS Software) dan Pugh's concept selection dalam menentukan desain haluan kapal didapatkan bahwa tipe haluan yang paling optimum adalah tipe raked bow.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] AbuBakar, A., 2012, Simulation of ship grounding damage using the finite element method, <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0020768312004416>>
- [2] Anggono, W., Suprianto, F. D., Penentuan Desain Optimum Rangka Giant Water Dispenser dengan Menggunakan ANSYS Software dan Stewart Pugh's Concept Selection, National Conference on Design and Application of Technology, 2007.
- [3] Anggono, W., Pisa, B. F., Susilo, S. H., Sustainable Product Design for Motor Cycle Cast Wheel using Finite Element Application and Pugh's Concept Selection Method, Seminar Nasional Teknik Mesin 6, 2011.
- [4] Anggono, W., "Peningkatan Unjuk Kerja Desain Flexible Shield untuk Pompa Sabun dengan Menggunakan Metode Elemen Hingga", Jurnal Teknik Mesin, 2004, Vol. 6, hal. 57-64.
- [5] Budinski, K. G., Engineering Materials Properties and Selection, Prentice Hall, USA, 2002.
- [6] Budynas, Richard, G., Advanced Strength and Applied Stress Analysis, McGraw-Hill Book Company, Singapore, 1999.
- [7] Deutschman, A. D., Machine Design Theory and Practice, Macmillan Publishing Co, Inc, New York, 1975.
- [8] Gafaruddin, L. M., Pemilihan Tipe haluan Kapal Berdasarkan Tegangan Maksimum yang Terjadi, Tugas Akhir Teknik Mesin Universitas Kristen Petra, 2013.
- [9] Heckman, D., 1998, Finite Element Analysis of Pressure Vessel. MBARI. <http://www.mbari.org/education/internship/98interns/98internpapers/98heckman.html>.
- [10] Hertzberg, W. R., Deformation and Fracture Mechanics of Engineering Materials, third edition, John Wiley and Sons, 1986.
- [11] Juvinall, Robert C. Engineering Consideration of Stress, Strain and Strength. New York: McGraw-Hill Book Company, 1967.
- [12] Logan, D. L., A First Course in The Finite Element Method, PWS Publishing Company, Boston, 1996.
- [13] Pugh, S., Creating Innovative Products Using Total Design, Addison-Wesley Publishing Company, Inc., USA, 1996.
- [14] Pugh, S., Total Design: Integrated Methods for Successful Product Engineering, Addison-Wesley Publishing Company, Inc., USA, 1991.



## SIMULASI RANCANGAN SISTEM MEKANIK PEMANFAATAN BOBOT KENDARAAN SEBAGAI SUMBER ENERGI PEMBUKA PALANG PINTU (PORTAL)

**Joni Dewanto**

Program Studi Teknik Mesin, Universitas Kristen Petra, Surabaya  
Jalan Siwalankerto 131, Surabaya 60236, Indonesia  
Phone: 0062-31-8439040, Fax: 0062-31-8417658  
Email: jdwanto@peter.petra.ac.id

### ABSTRAK

Jalan masuk ke atau keluar dari daerah pemukiman atau area parkir kendaraan, sering dilengkapi portal yaitu sebuah palang sederhana sebagai penutup jalan. Setiap kali ada kendaraan yang akan melewati jalan tersebut, portal dibuka dan ditutup dengan cara memutar palang pintu pada salah satu ujungnya. Portal di daerah elit atau di kawasan yang ramai seperti mal atau pusat bisnis, biasanya tidak dibuka-tutup secara manual oleh petugas, tetapi memakai motor listrik dan sekaligus menjadi satu unit dengan pencetak kartu parkir elektrik. Dalam satu siklus operasinya unit ini sebenarnya tidak membutuhkan tenaga listrik yang besar. Tetapi, jika hal tersebut terjadi berulang dalam jumlah yang besar, maka akumulasi tenaga yang diperlukan juga menjadi besar. Penelitian ini mensimulasikan rancangan sebuah sistem mekanik yang memanfaatkan bobot dari setiap kendaraan yang lewat sebagai sumber energi untuk menggerakkan portal dan mencetak kartu parkir elektrik secara mandiri. Dengan sistem mekanik ini, gaya impulsif dari bobot kendaraan diubah menjadi tenaga kinetik flywheel yang selanjutnya digunakan untuk menggerakkan generator listrik. Tenaga listrik yang dihasilkan akan disimpan di dalam baterai sebagai cadangan energi listrik untuk motor penggerak portal.

Hasil simulasi rancangan sistem mekanik ini menunjukkan bahwa setiap kendaraan yang lewat dapat menghasilkan energi listrik yang lebih besar dari yang dibutuhkan untuk membuka dan menutup portal. Dengan demikian, maka untuk mengoperasikan unit pintu portal dan pencetak kartu parkir elektrik tidak lagi membutuhkan tenaga listrik dari luar. Kelebihan energy yang dihasilkan dapat disimpan di dalam baterai dan digunakan untuk kebutuhan lain.

**Kata kunci:** Sistem mekanik, penggerak portal, pemanfaatan flywheel, bobot kendaraan.

### 1. PENDAHULUAN

Di jalan masuk ke atau keluar dari daerah pemukiman atau area parkir kendaraan, sering dilengkapi dengan palang pintu (portal). Keberadaan portal tidak dimaksudkan sebagai pintu pengaman, tetapi lebih difungsikan sebagai tempat pengontrolan keluar dan masuknya kendaraan pada suatu area tertentu. Oleh karena itu pintu portal pada umumnya dibuat dari kerangka atau batang sederhana yang ringan dan mudah dioperasikan. Setiap kali ketika akan ada kendaraan yang masuk ke atau keluar dari kawasan tersebut, portal dibuka dan ditutup dengan cara memutar portal pada sumbu yang diletakkan di salah satu sisi jalan. Di kawasan yang tidak padat penduduk, portal dapat dibuka dan ditutup secara manual oleh petugas. Namun, portal untuk daerah elit atau di kawasan yang ramai seperti mal atau tempat bisnis, biasanya digerakkan dengan motor listrik dan sekaligus menjadi satu unit dengan alat pencetak kartu parkir elektrik [1,2,3].

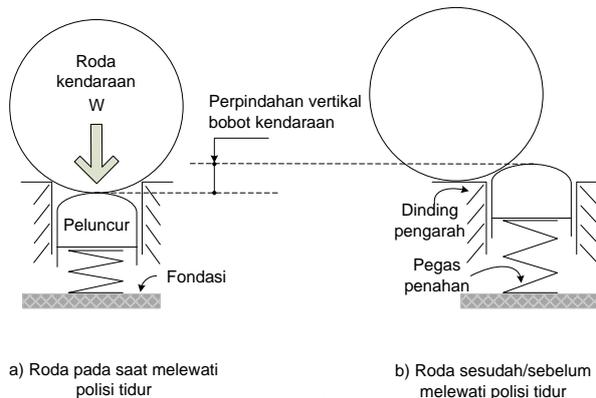
Dalam satu siklus operasinya sebuah portal sebenarnya tidak membutuhkan tenaga yang besar, namun demikian kebutuhan energi listrik yang terakumulasi dalam setiap hari dapat mencapai jumlah yang besar, tergantung seberapa sering portal tersebut dibuka dan ditutup. Untuk daerah-daerah yang masih sering terjadi gangguan listrik, maka pengoperasian portal yang mengandalkan pasokan listrik dari jaringan luar seperti ini juga rentan terhadap gangguan tersebut. Pada saat aliran listrik padam, sistem pengendalian keluar masuk kendaraan dan keamanan suatu area atau

kawasan, pada umumnya dapat terganggu karena portal tidak berfungsi. Selain itu dan sejalan dengan era harga bahan bakar tak terbarukan yang semakin mahal dan isu pemanasan global akibat pembakaran bahan bakar, maka penelitian penelitian untuk memanfaatkan energi yang terbarukan menjadi sangat penting. Penelitian ini mensimulasikan rancangan sebuah sistem mekanik yang memanfaatkan bobot dari setiap kendaraan yang keluar masuk dari dan ke suatu kawasan, sebagai sumber energi untuk menggerakkan portal dan mencetak kartu parkir elektrik secara mandiri. Dengan sistem ini diharapkan, pengoperasian portal tidak lagi terpengaruh oleh masalah gangguan pasokan listrik dari luar (PLN), hemat biaya operasional dan turut menciptakan program *green environment*.

### 2. METODE PENELITIAN

Penelitian ini dilakukan dengan cara merancang sistem mekanik yang dapat mengubah gaya impulsif dari bobot (gaya berat) setiap kendaraan yang melewati portal menjadi energi kinetik pada *fly wheel*. Selanjutnya energi tersebut digunakan untuk menggerakkan generator listrik. Listrik yang dihasilkan disimpan di dalam baterai dan digunakan untuk menggerakkan motor listrik penggerak portal. Pengu-bahan bobot kendaraan menjadi energi kinetik *fly wheel* difasilitasi dengan memasang “polisi tidur bergerak” yang diletakkan di depan (sebelum/sesudah) portal. Setiap melewati portal, kendaraan akan menekan polisi tidur tersebut ke

bawah dan melakukan usaha dengan bobot (gaya berat) nya. Mekanisme untuk melakukan usaha dari gaya berat kendaraan ditunjukkan pada Gambar 1.



**Gambar 1.** Mekanisme Usaha Gaya Berat

Besarnya usaha ( $U_k$ ) yang diperoleh dari bobot kendaraan, ditulis dengan Persamaan 1, sebagai berikut:

$$U_k = m_k \times g \times s_k \dots\dots\dots (1)$$

Dimana:

- $m_k$  : Massa kendaraan yang ditumpu roda ketika melewati polisi tidur
- $g$  : Percepatan gravitasi ( $9,8 \text{ m/det}^2$ )
- $s_k$  : Perpindahan vertikal bobot kendaraan pada saat melewati polisi tidur

Agar usaha tersebut dapat digunakan untuk memutar *fly wheel*, maka pada peluncur dilengkapi dengan pasangan roda gigi *rack* dan pinion. Poros roda gigi pinion dikopel (menjadi satu) dengan poros *fly wheel*, sedang roda gigi *rack* dihubungkan dengan peluncur. Ketika peluncur terdorong oleh gaya dari bobot kendaraan ke bawah, maka roda gigi *rack* juga akan bergerak ke bawah dan akan memutar *fly wheel* melalui roda gigi pinion. Besarnya energi kinetik *fly wheel* ( $E_f$ ) dinyatakan dengan Persamaan 2, sebagai berikut:

$$E_f = \frac{1}{2} I \omega_f^2 \dots\dots\dots (2)$$

Dimana:

- $I$  : Momen inersia masa *fly wheel*
- $\omega_f$  : Kecepatan angular *fly wheel*

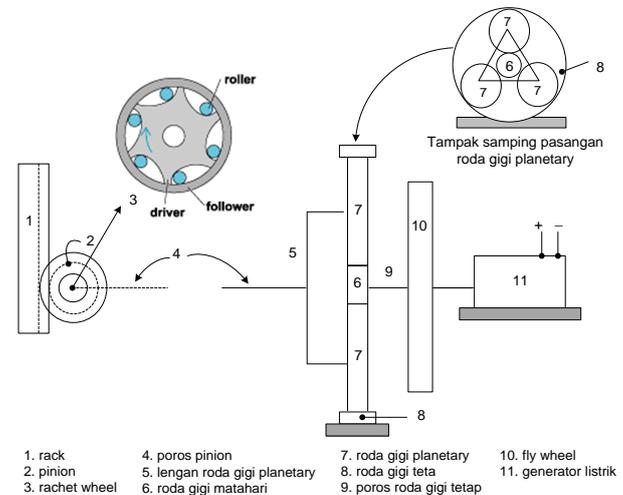
### 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

#### Rancangan Sistem Mekanik

Agar dapat mengubah usaha gaya dari bobot kendaraan menjadi energi kinetik pada *fly wheel* secara efektif, sistem mekanik ini dirancang dengan komponen yang tersusunan seperti pada Gambar 2.

Dalam mekanisme ini, *rack* (1) dipasang pada peluncur dan pada poros pinion dilengkapi dengan *ratchet wheel* (3). Ketika peluncur bergerak ke bawah, maka *rack* akan memutar pinion (2) dan poros pinion (4) ke suatu arah. Sebaliknya ketika *rack* bergerak kembali ke atas, pinion akan

berputar pada arah sebaliknya, tetapi poros pinion tidak mengikuti gerakan pinion tersebut. Hubungan kinematik antara panjang gerakan *rack* ( $s$ ) dengan sudut putar pinion ( $\theta$ ) dapat dinyatakan dengan Persamaan 3.



**Gambar 2.** Komponen dan Susunan Sistem Mekanik

$$s = r \times \theta \dots\dots\dots (3)$$

Dimana:

- $r$  : radius pinion
- 1 radian =  $57,3^0$

Dalam rancangan ini diupayakan agar setiap langkah gerakan *rack* dapat memutar pinion hingga mendekati frekuensi pembangkitan listrik (50 Hz). Sesuai dengan Persamaan 3, untuk panjang gerakan *rack* tertentu, maka putaran pinion akan semakin tinggi bila diameter pinion makin kecil. Namun hal ini berarti bahwa diameter poros pinion yang dapat digunakan juga semakin kecil. Jika ketinggian polisi tidur atau panjang gerakan peluncur ( $s$ ) yang cukup lazim digunakan adalah 12 cm, maka pinion dapat direncanakan dengan diameter sebesar 6 cm (atau  $r = 3 \text{ cm}$ ). Dari Persamaan 3, putaran pinion untuk 1 gerakan *rack* ke bawah dapat dihitung sebagai berikut:

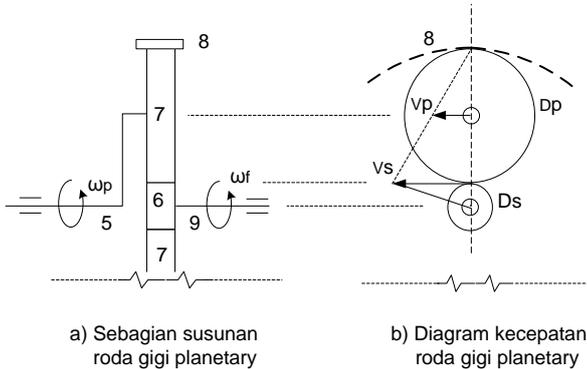
$$\theta = \frac{12}{3} \times 57,3^0 = 229,2^0 \dots\dots\dots (4)$$

Seerti ditunjukkan pada Gambar 2, sistem mekanik ini dirancang menggunakan roda gigi *planetary* agar semua poros yang ada dapat tersusun koaksial dan kompak. Poros pinion dikopel dengan poros lengan roda gigi planetary dan poros roda gigi mata hari dikopel ke poros *fly wheel* yang menjadi satu dengan poros generator listrik. Jika gerak turun *rack* sepanjang 12 cm direncanakan dalam waktu 0,2 det, maka kecepatan sudut (angular) atau frekuensi putaran pinion setiap detik ( $\omega_p$ ) dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan 5.

$$\omega_p = \frac{229,2^0}{0,2 \text{ detik}} = \frac{1146^0}{\text{detik}} = 3,18 \text{ putaran/detik} \dots\dots (5)$$

Melihat hasil perhitungan pada Persamaan 5, maka pasangan roda gigi *planetary* yang digunakan harus dapat berfungsi untuk meningkatkan putaran poros *fly wheel* agar

sesuai dengan kecepatan putar yang diperlukan oleh poros generator listrik. Kinematika kecepatan pada pasangan roda gigi *planetary* dapat ditunjukkan melalui Gambar 3.



Gambar 3. Kinematika Kecepatan Roda Gigi Planetary

Jika diameter roda gigi *planetary* dan roda gigi matahari masing-masing adalah  $D_p$  dan  $D_s$ , maka panjang lengan roda gigi *planetary* ( $R$ ), adalah sebesar  $(D_p + D_s)/2$ . Sehingga kecepatan tangensial poros roda gigi *planetary* ( $V_p$ ), dapat dihitung dengan Persamaan 6.

$$V_p = \omega_p \times (D_p + D_s)/2 \dots\dots\dots (6)$$

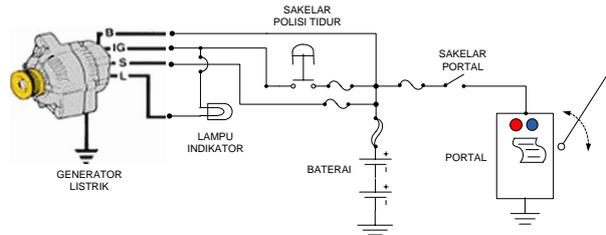
Dari Gambar 3b, dapat ditentukan bahwa kecepatan tangensial poros roda gigi matahari adalah 2 kali kecepatan tangensial poros roda gigi *planetary*. Sehingga kecepatan putar poros roda gigi matahari yang sama dengan kecepatan putar *fly wheel* (Gambar 6) dapat dihitung dengan Persamaan 7.

$$\omega_f = \frac{2\omega_p \times (D_p + D_s)}{D_s} \dots\dots\dots (7)$$

Dengan merencanakan  $D_p$  sebesar  $1,4 D_s$  maka dari Persamaan 7 dan Persamaan 5 akan diperoleh bahwa  $\omega_f = 4,8$   $\omega_p = 4,8 \times 3,18$  putaran/detik =  $15,26$  putaran/detik. Sehingga untuk dapat mencapai putaran poros *fly wheel* yang lebih besar dari 50 Hz, maka dalam perencanaan ini digunakan 2 susunan pasangan roda gigi *planetary* dengan geometri yang sama dengan roda gigi *planetary* pertama

**Rancangan Sistem Kelistrikan**

Pada saat kendaraan melalui polisi tidur, poros generator akan bergerak dengan suatu percepatan hingga sampai pada kecepatan tertentu, tergantung dari kecepatan dan bobot kendaraan yang melewatinya. Kecepatan poros generator akan turun secara gradual, ketika sudah tidak ada kendaraan yang melewatinya. Oleh karena itu diperlukan sistem pengatur agar baik arus ataupun tegangan listrik yang dihasilkan generator dapat terkendali (teratur). Dalam rancangan ini digunakan generator listrik yang biasa dipakai untuk mobil atau yang biasa disebut dengan dinamo amper atau alternator. Alternator ini sudah dilengkapi dengan diode *rectifier* untuk menghasilkan luaran tegangan DC dan IC regulator untuk mengatur besarnya arus dan tegangan yang dihasilkan [4]. Rangkaian listrik dari sistem pembangkitan dan penyimpanan serta penggunaan energi listrik yang dirancang, ditunjukkan pada Gambar 4.

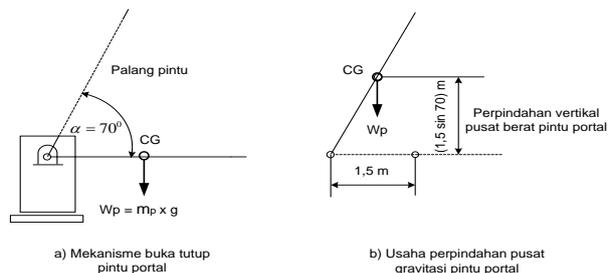


Gambar 4. Diagram Kelistrikan

Alternator ini memiliki 4 terminal. Terminal B merupakan terminal untuk pasokan energi listrik yang dihasilkan alternator ke baterai. Pasokan energi listrik dari baterai ke alternator untuk membangkitkan sistem kemagnetan di dalam alternator dilewatkan melalui terminal IG. Saluran kelistrikan ini dilewatkan melalui sebuah sakelar yang dipasang di polisi tidur. Ketika kendaraan melewati polisi tidur, sakelar akan ON sehingga terjadi kemagnetan di dalam alternator. Sakelar ini dilengkapi dengan pewaktu agar dapat tetap pada posisi ON dalam kurun waktu tertentu untuk memberi kesempatan alternator mengisi baterai hingga beberapa saat sesudah kendaraan melewati polisi tidur. Terminal S terhubung ke baterai untuk memonitor tegangan baterai dan digunakan untuk mengontrol sistem pembangkitan listrik oleh alternator. Sedang terminal S dapat digunakan untuk lampu indikator. Beban dari sistem kelistrikan ini terdiri dari peralatan untuk mencetak kartu parkir dan pembuka serta penutup portal. Proses mencetak dan membuka portal diaktifkan dengan sakelar secara manual oleh pengemudi. Sedang proses menutup portal dilakukan secara otomatis dengan signal masukan dari sensor, pada saat kendaraan melewati portal.

**Energi Untuk Membuka-tutup Portal**

Sistem mekanik pintu portal terdiri dari palang pintu, motor penggerak pintu dan sistem pemindah daya. Pintu portal dibuka dan ditutup dengan cara menggerakkan palang pintu berputar vertikal di salah satu ujungnya. Palang pintu dibuat dengan bentuk yang sederhana dan dari bahan yang ringan seperti aluminium profil, agar daya yang diperlukan untuk membuka dan menutup pintu tersebut tidak besar. Dengan panjang bentang 3m [3] maka masa palang pintu dan kelengkapannya, diperkirakan tidak lebih dari 8 Kg. Untuk beban yang ringan seperti ini dan kemudahan dalam mengontrol gerakannya, maka dipilih motor DC sebagai penggerak. Sistem pemindah daya dalam rancangan ini digunakan untuk mengatur kecepatan dan torsi luaran, yaitu tenaga yang dibutuhkan untuk menggerakkan palang pintu. Dengan daya yang sama, torsi luarannya dapat ditingkatkan sebanding dengan penurunan kecepatan luarannya. Peralatan pemindah daya dalam sistem mekanik ini akan ditentukan kemudian. Kebutuhan energi pada sistem mekanik ini, dapat dianalisis dari sistem dinamik pembukaan dan penutupan pintu yang ditunjukkan pada Gambar 5.



Gambar 5. Sistem Dinamik Pintu Portal



Pintu portal dirancang dengan sudut buka hingga  $70^\circ$ . Sesuai dengan Gambar 5, maka net energi yang diperlukan untuk membuka pintu portal ( $U_p$ ) dapat dihitung dengan Persamaan 8.

$$U_p = m_p \times g \times s_p \dots \dots \dots (8)$$

Dimana:

- m : Massa portal (8Kg)
- g : Percepatan gravitasi ( $9,8 \text{ m/det}^2$ )
- $s_p$  : Perpindahan vertikal pusat gravitasi portal

Sehingga dengan masa dan pembukaan portal yang direncanakan, dan dengan asumsi bahwa energi untuk membuka dan menutup portal sama, maka besarnya total usaha yang diperlukan untuk membuka dan menutup portal dapat dihitung sebagai berikut.

$$U_{p \text{ tot}} = 2 \times 6 \text{ Kg} \times 9,8 \frac{\text{m}}{\text{det}^2} \times 1,5 \text{ m} \sin 70$$

$$U_{p \text{ tot}} = 221 \text{ Nm}$$

**Usaha dari Bobot Kendaraan**

Setiap melewati portal, kendaraan akan mendorong polisi tidur 2 kali, yaitu oleh roda depan dan roda belakang. Masing-masing roda akan memberi usaha yang sebanding dengan beban yang dipikulnya. Oleh karena itu, usaha total dari kedua roda dapat dihitung menggunakan Persamaan 1 dengan memasukkan harga  $W_k$ , sama dengan bobot total kendaraan. Acuan dalam menentukan usaha minimum dalam rancangan ini ditetapkan menurut data spesifikasi mobil kecil (city car) sebagaimana ditampilkan pada Tabel 1.

**Tabel 1.** Spesifikasi Bobot Kendaraan Kecil \*

No	Jenis Kendaraan	Kapasitas Mesin (cc)	Tahun Pembuatan Kendaraan	Bobot kosong (Kg)
1	Toyota Yaris 1.5 S MT	1500	2013	1075
2	Suzuki Swift 1.5 GT 3	1490	2013	1080
3	Honda Jazz 1.5 RS	1497	2012	1090
4	Ford Fiesta Hatchback 1.4	1388	2012	1106
5	Nissan March 1.2	1198	2012	945
6	Suzuki Karimun Estilo 1.0	996	2012	850

\* Dari leflet berbagai kendaraan terkait

Jika menggunakan data dari kendaraan yang paling ringan (Suzuki Karimun), dan dengan asumsi bobot pengemudi sebesar 50 Kg, maka usaha yang dihasilkan dari bobot kendaraan total (900 Kg) yang melewati portal dapat dihitung dengan Persamaan 1 sebagai berikut:

$$U_k = 900 \text{ Kg} \times 9,8 \frac{\text{m}}{\text{m}^2} \times 0,12 \text{ m}$$

$$U_k = 1058 \text{ Nm}$$

**4. KESIMPULAN**

Dengan mengambil harga efisiensi mekanik dan efisiensi listrik dari seluruh sistem ini, masing-masing sebesar 0,7 dan 0,8, maka net usaha yang didapat adalah  $0,7 \times 0,8 \times 1058 \text{ Nm} = 592 \text{ Nm}$ . Nilai ini lebih dari dua kali lebih besar dari net usaha yang diperlukan untuk membuka dan menutup pintu portal, yaitu sebesar 221 Nm. Untuk itu dapat disimpulkan bahwa rancangan sistem mekanik ini dapat menghasilkan tenaga yang diperlukan untuk membuka dan menutup pintu portal secara mandiri, dan kelebihan energi yang dihasilkan dapat disimpan di dalam baterai dan digunakan untuk kebutuhan lain.

**DAFTAR PUSTAKA**

- [1] Imam Muslih, Perancangan Palang Pintu (Portal) Mekanik Elektrik, Undergraduate Thesis, University of Muhammadiyah Malang, 2006
- [2] Palang Parkir Barrier Gate, rudysolusitronik@yahoo.co.id, Mei 2013
- [3] CAME Access Automation, www.came-america.com, Mei 2013
- [4] Galeri Motor, Rangkaian Sistem Pengisian, http://www.galerimotor.com/alternator1.htm, Mei 2013



## STUDI DESAIN SCREW FEEDER UNTUK MESIN EXTRUDER MIE JAGUNG UNTUK INDUSTRI KECIL

Novrinaldi, Satya Andika Putra, Andi Taufan, Halomoan P. Siregar

Balai Besar Pengembangan Teknologi Tepat Guna – LIPI  
Jl. Ks. Tubun 5 Subang 41213, Telp. (0260) 411478, Fax. 411239  
E-mail : naldi.novri@gmail.com, anditaufan@gmail.com,  
satya.andika.p@gmail.com, halomoan2001@yahoo.com,

### ABSTRAK

Hasil pengujian mesin extruder mie jagung yang telah dilakukan BBPTTG – LIPI menunjukkan bahwa kapasitas hasil keluaran ekstrusi mie melalui die mesin extruder tidak konstan sepanjang uji coba, disebabkan pemasukan adonan tepung mie jagung ke dalam extruder masih secara manual dilakukan, sehingga baik tekanan maupun jumlah pemasukan bahan adonan ke dalam lobang corong masuk extruder tidak stabil sama. Oleh karena itu akan didesain dan dikonstruksi alat screw feeder adonan yang disesuaikan dengan kapasitas extruder yang diperlukan. Kecepatan putar serta diameter screw dari feeding system dirancang dapat menghasilkan kapasitas adonan lebih besar atau sama dengan kapasitas mesin extruder. Diameter lobang pemasukan adonan mie pada barrel mesin extruder 66 mm. Screw feeder dirancang menjadi satu kesatuan dengan corong pemasukan adonan, dimana tenaga penggerak screw feeder yang digunakan adalah motor listrik 1 fase. Putaran motor listrik direduksi menggunakan puli atau gearbox. Screw atau sudu dirancang vertical berbentuk konis mengarah pada lobang pemasukan adonan dengan diameter lebih kecil dari diameter lobang pemasukan dan terdapat jarak antara ujung screw dengan lobang pemasukan adonan sedemikian rupa untuk fasilitas ruang pelepasan (dismounting) screw. Tujuan dari kegiatan studi ini adalah dalam rangka melengkapi konstruksi mesin extruder mie jagung yang sudah selesai dirancang bangun dengan komponen screw feeder agar dapat segera di-implementasikan dan diuji lapang pada industri kecil menengah. Kapasitas mesin extruder dapat beroperasi pada rentang 25–100 kg/jam dengan rentang putaran 35–100 rpm.

Dalam tulisan ini akan dikemukakan studi rancangan screw feeder vertikal satu kesatuan dengan corong pemasukan. Dan desain parameter utama, gambar teknik susunan hasil rancangan desain screw feeder adonan tepung mie jagung, spesifikasi serta prediksi kondisi operasi akan diutarakan.

**Kata kunci:** screw feeder, studi, extruder, industri

### 1. PENDAHULUAN

Sistem pemasukan bahan adonan (*feed delivery system*) ke dalam barrel mesin extruder merupakan komponen peralatan yang sangat esensial pada operasi mesin extruder. Konsistensi dan *uniform feeding* dari bahan adonan adalah perlu untuk operasi extruder untuk menghasilkan produk yang konsisten sama bentuk [1]. Corong pemasukan (*hopper*) merupakan bagian integral dari peralatan feeding digunakan untuk menampung material bahan sebelum masuk ke dalam barrel dari extruder. Ada dua cara pengalihan bahan material adonan ke dalam extruder, pertama dimana pencampuran bahan material dilakukan di dalam sistem pemasukan itu sendiri dan kedua diluar sistem pemasukan. Laju ekstrusi mesin extruder umumnya dikontrol oleh screw feeder ataupun alat pengatur/pengukur lainnya. Sedangkan keluaran dari mesin extruder screw tunggal mempunyai kecepatan putar tersendiri, oleh karena itu kecepatan screw feeder harus dilengkapi dengan pengatur kecepatan untuk dapat menyesuaikan dengan laju ekstrusi keluaran, sehingga tidak terjadi kondisi *starving* yaitu dimana massa adonan tidak cukup memadai banyaknya di dalam barrel, sehingga berakibat tidak baik terhadap produk hasil keluaran mesin extruder.

Telah dikembangkan dan dikonstruksi BBPTTG – LIPI mesin extruder screw tunggal untuk pengolahan mie jagung kapasitas 25 – 100 kg/jam pada rentang kecepatan putar

kurang lebih 35 – 100 rpm dengan pemasukan adonan secara manual untuk penggunaan di industri kecil. Juga telah dan sedang dilakukan proses pengujian mesin extruder tersebut dimana ditemukan laju kapasitas hasil keluaran ekstrusi mie melalui die mesin extruder tidak konstan sehingga hasil keluaran mie tidak merata bentuknya akibat dari pemasukan dan penekanan adonan ke dalam extruder masih secara manual dengan bantuan tangan. Tekanan maupun jumlah pemasukan bahan material adonan ke dalam lobang masuk extruder tidak stabil sama. Oleh karena itu akan didesain dan dikonstruksi screw feeder adonan sesuai dengan kapasitas extruder yang diinginkan pada rentang 25 – 100 kg/jam pada kecepatan putar screw yang disesuaikan. Diketahui bahwa kapasitas extruder akan bergantung pada besaran kecepatan putar poros screw extruder. Makin tinggi putaran screw extruder makin besar kapasitas dan sebaliknya. Oleh karena itu akan didesain putaran screw feeder pada suatu rentang kecepatan tertentu sesuai dengan kecepatan poros screw extruder yang juga dapat divariasikan pada beberapa kecepatan putar. Diameter lobang pemasukan adonan mie pada bagian sisi barrel 66 mm. Motor penggerak screw feeder direncanakan motor listrik 1 fase. Sedangkan pemasukan bahan material adonan direncanakan dapat dilakukan dengan sistem pengadukan adonan diluar sistem pemasukan ataupun di dalam hopper dari screw feeder sendiri dengan menginjeksikan uap air panas ke dalam corong pemasukan (*hopper*) bahan adonan. Screw feeder dirancang tegak lurus

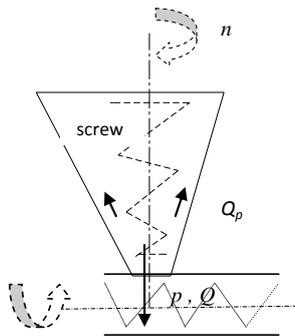
diatas lobang pemasukan sisi *barrel extruder*. Kapasitas operasional *screw feeder* minimal sama atau lebih besar dari kapasitas *extruder* untuk menghindari terjadinya kondisi “*starving*”, yaitu dimana terjadi ruang kosong atau tidak penuh dengan adonan yang berakibat bentuk produk mie dihasilkan makin mengecil diameternya.

Dalam tulisan ini akan dipaparkan desain perencanaan *screw feeder* vertikal satu kesatuan dengan corong pemasukan. Dan akan didiskripsikan juga desain parameter utama, gambar teknik susunan, spesifikasi serta prediksi kondisi operasi.

## 2. METODOLOGI

### Sistem dan perhitungan desain *screw feeder*

Pehitungan desain *screw feeder* dilakukan dengan cara pendekatan metode perhitungan teori pemadatan bahan tepung adonan (*compaction powder theory*) dengan *screw*. Bahan adonan di dalam *hopper* didesak dan ditekan oleh *screw* masuk ke dalam lobang *barrel* dari *extruder* untuk membawa sejumlah massa adonan. Berikut gambar sketsa sistem *screw feeder* yang akan didesain (Gambar 1).



Gambar 1. Gambar skema sistem *screw feeder*

Keterangan gambar:

$n$  : putaran *screw*

$Q_p$  : *recycle aliran bahan adonan*

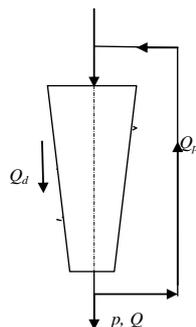
$Q$  : kapasitas *screw feeder*

$p$  : tekanan *screw* terjadi pada bahan adonan di dalam ujung *hopper*

Berikut digambarkan skema diagram aliran bahan pada *screw feeder* (Gambar 2).

$$Q = Q_d + Q_p \dots\dots\dots(1)^{[2,3]}$$

$$Q_d = 60 \frac{\pi}{4} (D^2 - d_p^2) p_{pitch} n \phi \dots\dots\dots(2)$$



Gambar 2. Skema diagram aliran bahan sistem *screw feeder*

Dimana:

$Q$  : adalah kapasitas *screw* = 25 – 100 kg/jam

$Q_d$  : *drag flow*  $\geq 50$  kg/jam (*conveying capacity*)

$Q_p$  : *recycle flow*

$n$  : kecepatan putaran *screw*, rpm (dihitung)

$W$  : *channel width*, mm

$H$  : *channel depth*, mm

$D$  : diameter *screw* awal = 152 mm (ditentukan)

$d$  : diameter *screw* ujung = 54 mm (ditentukan)

$p_{pitch}$  : *pitch screw* = 64 mm (ditentukan)

$\phi$  : faktor pengisian = 0,90 (asumsi)

$d_p$  : diameter poros *screw* = 13 mm

Parameter teknik dari unit *screw feeder* yang berfungsi sebagai *screw press* adalah kapasitas (*throughput*) dan daya penggerak (*input power*) [4]. Pendekatan atau estimasi perhitungan parameter desain utama *screw feeder* yaitu kapasitas, power, efisiensi, putaran, didekati dengan sistem mekanisme tekanan pemadatan adonan dengan *screw*. Kapasitas *screw feeder* tergantung pada geometri *screw* antara lain diameter, *screw pitch* dan variabel operasional seperti putaran *screw*, efisiensi pengisian, luas *cross sectional screw*. Kapasitas volumetrik dari *screw feeder* akan dihitung berdasarkan volume *pitch* terakhir ujung *screw* [5].

Pada operasional mesin *extruder* tanpa *screw feeder*, operator yang memasukkan bahan adonan ke dalam *hopper* selalu menekan-nekan adonan ke arah lobang pemasukan *extruder* agar tetap selalu penuh dan jangan sampai kekurangan bahan adonan yang masuk ke dalam *barrel* dari *extruder*. Tekanan yang dilakukan dengan tangan hanya maksimal sekuat tangan manusia menekan. Apabila bahan adonan terlambat ditekan, maka *barrel* kekurangan adonan (*starving*), akibatnya bentuk mie dihasilkan tidak bagus. Oleh karena itu diperlukan tekanan konstan atas bahan adonan minimal sama dengan tekanan tangan manusia.

### Power input, $N$

Daya penggerak atau *power input* diperlukan menggerakkan *screw feeder* untuk “memadatkan” dalam arti membawa dan memasukkan adonan tepung mie ke dalam *barrel* dari *extruder* sebagai berikut:

$$N = N_n + N_{fr} \dots\dots\dots(3)^{[4]}$$

$$N_n = \frac{p_{max} Q}{\rho_p} \dots\dots\dots(4)$$

Dimana:

$N_n$  : power yang diperlukan pada *pressing zone*

$N_{fr}$  : power yang diperlukan untuk *transport* dan *pre-pressing* bahan (10 – 15 % *total power*)

$p_{max}$  : tekanan diperlukan pada bahan adonan (diasumsikan gaya tekan 5 – 10 kg)

$\rho_p$  : *density material* bahan = 320 – 800 grams/L

Efisiensi *screw feeder*  $\eta$ ,

$$\eta = \frac{N_n}{N} \dots\dots\dots(5)$$

*Specific energy consumption*:  $q$ , yaitu merupakan konsumsi energi langsung untuk proses pemadatan tepung adonan, ditentukan dengan rasio *input power* terhadap kapasitas *pressing* per detik.



$$q = \frac{N}{Q} = \frac{N_n N_{fr}}{Q} = q_T k_{tech} \dots \dots \dots (6)^{[4]}$$

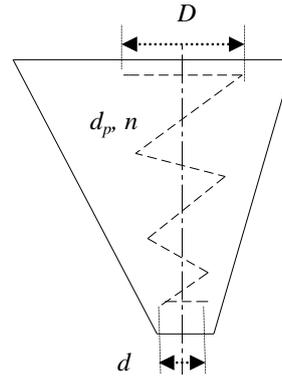
Dimana:

$q_T = N_n / Q$  adalah *specific energy consumption* langsung pada pemadatan bahan tepung adonan.

$k_{tech} = 1/\eta$ , *technical efficiency* dan  $\eta = N_n / N$  adalah *efficiency*.

**Geometri desain screw feeder**

*Screw feeder* mempunyai variabel utama antara lain, diameter poros, diameter *screw*, *screw pitch*, panjang poros, *helix angel* dan sebagainya. Poros dengan *screw feeder* dapat dilepas dari pemangannya seperti melepas mata bor pada mesin bor tegak (*drilling machine*). Akan dibuat beberapa ukuran diameter desain *screw* yang berbeda-beda untuk mengakomodasi kebutuhan kapasitas yang diinginkan dengan variabel putaran *screw* yang berbeda pula.



**Gambar 3.** Model *screw feeder* yang didesain

dimana:

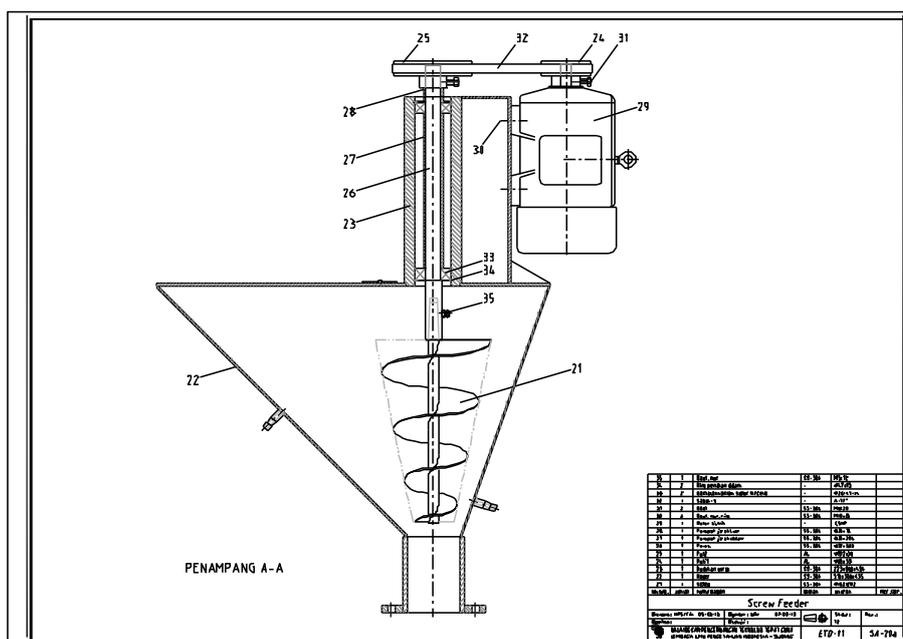
$d_p$  : diameter poros *screw*

$D_r = (D + d)/2$  diameter rata-rata *screw*

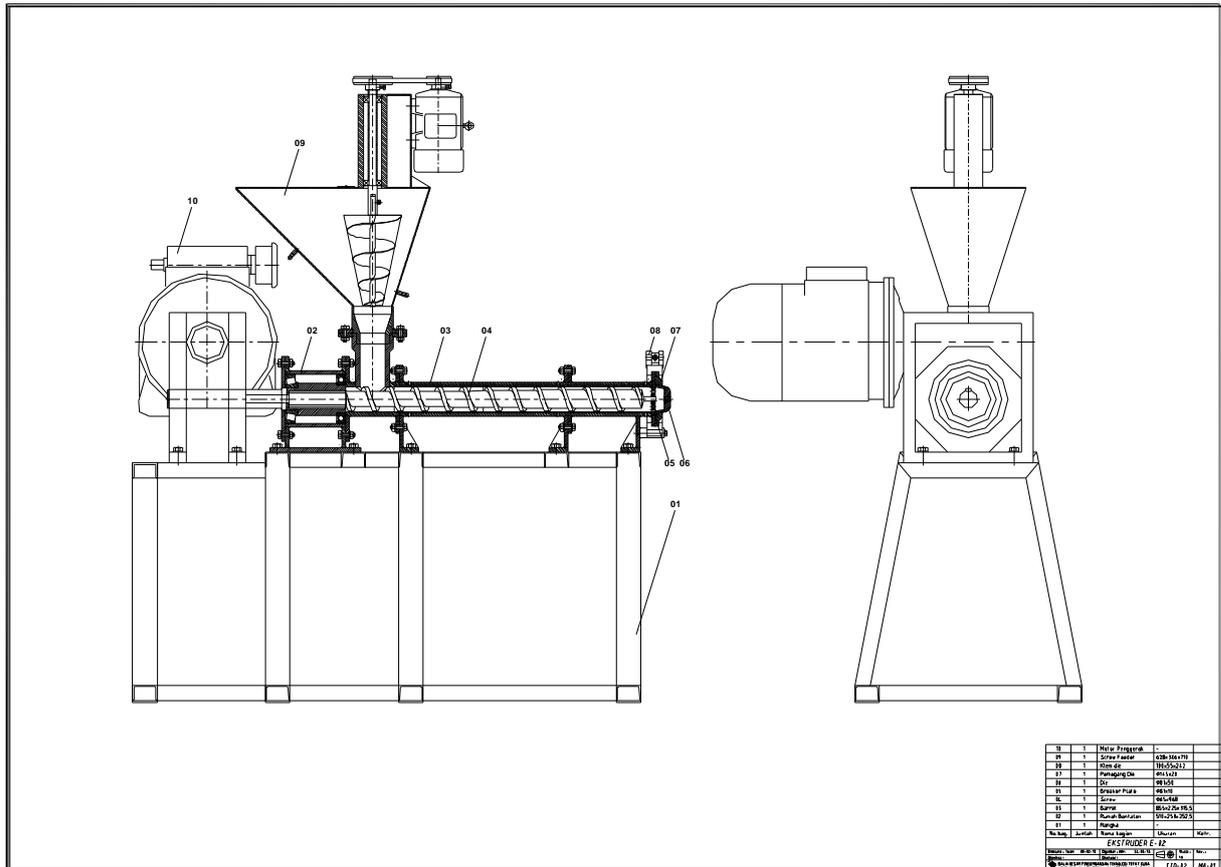
$l$  : panjang poros *screw*

**Tabel 1.** Spesifikasi peralatan *screw feeder*

No.	Variabel/Item	Besaran	Keterangan
1	Dimensi total p x l x t, mm	628 x 306 x 710	
2	Motor listrik penggerak, kW, Volt	0,25; 220	1 fase
3	Kapasitas, kg/jam	25 ; 50 ; 75 ; 100	Putaran <i>screw</i> dipilih sesuai kapasitas yang diinginkan
4	Rentang kecepatan putar <i>screw</i> , rpm	41 ; 83 ; 125 ; 167	Prediksi besaran putaran <i>screw</i>
5	Tekanan maksimum, kg/m <sup>2</sup>	4385	Tekanan yang dibutuhkan untuk menekan adonan.
6	Diameter <i>screw</i> pangkal, mm	152	
7	Diameter <i>screw</i> ujung bawah, mm	54	
8	<i>Screw helix angel</i> , °	17,6	
9	<i>Screw pitch</i> ujung, mm	64	Bervariasi
10	Diameter lobang <i>extruder</i> , mm	66	
11	Diameter poros <i>screw</i> , mm	13	Changable
12	Panjang poros <i>screw</i> , mm	216	
13	Dimensi lobang <i>hopper</i> (oval), p x l x t, mm	515 x 306 x 417	
14	Material <i>hopper</i> dan <i>screw feeder</i>	-	Stainless steel
15	Tebal pelat <i>screw</i> , mm	2	
16	Reduksi putaran	4 tipe putaran	Menggunakan puli atau <i>gearbox</i>



**Gambar 4.** Gambar teknik *screw feeder* yang dirancang



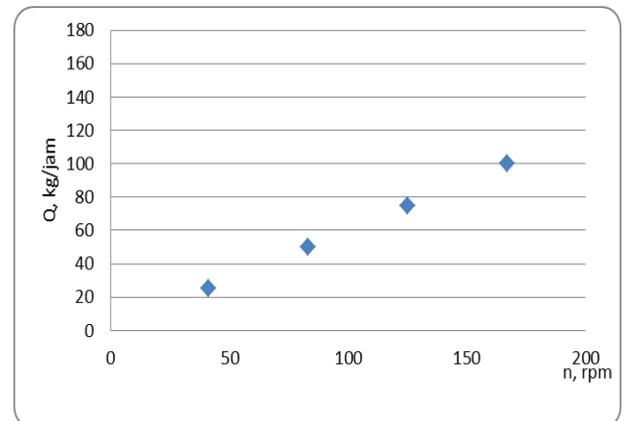
Gambar 5. Gambar komponen *screw feeder* terpasang, pada mesin *extruder*

*Screw feeder* fungsinya sama sebagai *screw conveyor* dan *screw press* dalam hal ini membawa dan menekan sejumlah tertentu adonan ke dalam *barrel* dari mesin *extruder*. *Screw* berbentuk kerucut dimana diameter *screw* bagian atas ditentukan 152 mm dan *screw* bawah 54 mm. Sedangkan tinggi *pitch* lebih kurang sama dengan diameter *screw* dan diameter poros kurang lebih 35% diameter *screw* [6] dan ditentukan 13 mm serta material bahan terbuat dari *stainless steel*.

### 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Hasil studi rancangan *screw feeder* diperoleh data spesifikasi *screw feeder* dikompilasi berikut ini pada Tabel 1 dan gambar teknik *screw feeder* (Gambar 4) serta gambar *screw feeder* terpasang pada mesin *extruder* yang juga mengalami modifikasi pada *power* penggerak, *gearbox*, transmisi dan sebagainya, sedangkan komponen inti *screw* tidak mengalami perubahan (Gambar 5).

Mesin *extruder* dapat beroperasi dalam rentang kurang lebih 35–100 rpm (telah diuji coba pada putaran masing-masing 35, 50, 75 dan 100 rpm dan menghasilkan kapasitas kurang lebih masing-masing 35, 55, 80 dan 100 kg/jam. Kondisi operasi mesin *extruder* diatas harus disinkronisasi dengan alat *screw feeder* yang didesain. Dan hasil prediksi dari perhitungan desain yang dilakukan, maka kecepatan putar *screw feeder* untuk melayani kondisi operasi mesin *extruder* tersebut diperoleh besaran putaran kurang lebih 41, 83, 125, dan 167 rpm. Komponen alat *screw feeder* ini akan dikonstruksi pada program kegiatan tahun berjalan.

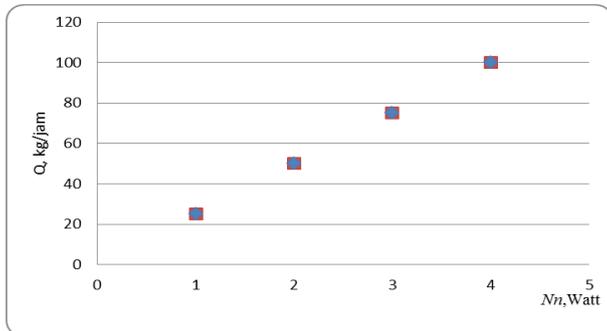


Gambar 6. Grafik Kapasitas *screw feeder* vs putaran *screw*

Hasil perhitungan daya penggerak dibutuhkan oleh *screw feeder* adalah relatif kecil dapat dilihat pada grafik kapasitas vs daya tekan masukan minimal dibutuhkan (Gambar 7), karena tekanan yang dibutuhkan untuk menekan adonan ke dalam *barrel* dari *extruder* juga relatif kecil, hanya sebatas kekuatan tangan manusia mendorong/menekan adonan. Tetapi keberadaan *screw feeder* ini sangat diperlukan untuk konsistensi tekanan adonan yang stabil untuk menghasilkan produk sama bentuk. Motor listrik penggerak terkecil ditentukan sesuai yang ada dipasaran dalam hal ini dengan daya 0,25 HP, sehingga apabila memperhitungkan efisiensi, maka dapat dikatakan kondisi ini masih tidak efisien, tetapi seperti dikatakan diatas komponen ini diperlukan untuk mendapatkan hasil produk yang bagus.



Perhitungan besaran daya  $Nn$  ini baru daya yang dibutuhkan untuk menekan adonan, sedang daya friksi dengan adonan belum diperhitungkan walaupun relatif kecil juga 15% dari daya total. Demikian juga variabel *specific energy consumption* juga akan relatif kecil.



**Gambar 7.** Grafik kapasitas *screw* vs daya tekan dibutuhkan

Namun demikian besaran tersebut diatas, baru besaran minimal dibutuhkan dan sebaiknya ditambahkan lebih kurang 10–15% untuk mengamankan kondisi operasi dan masih akan dalam rentang cakupan daya motor listrik penggerak. Kelebihan adonan yang terjadi akibat peningkatan putaran *screw* akan *ter-recycle* kembali dalam *hopper*.

#### 4. KESIMPULAN

Telah dirancang desain komponen *screw feeder* untuk dipasang pada mesin extruder mie jagung dan akan segera dikonstruksi dengan beberapa kesimpulan:

- *Screw feeder* dilengkapi dengan kondisi operasi kecepatan putar dalam rentang 40–170 rpm dan menghasilkan kapasitas pemasukan adonan antara 25–100 kg/jam.

- Motor listrik penggerak *screw feeder* menggunakan daya 0,25 HP.
- *Screw feeder* berfungsi memberikan kestabilan pemasukan bahan adonan ke dalam *barrel* dari mesin *extruder* agar produk mie dihasilkan mempunyai bentuk sama.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] Riaz M.N., *Extruders in Food Application*, Boca Raton Florida : CRC Press. Inc., 2000.
- [2] Heldman, D. R., *Handbook of Food Engineering*. New York USA : CRC Press, 2007.
- [3] Harper, M.J., *Extrusion of Foods. Vol. I*. Boca Raton Florida : CRC Press. Inc., 1981.
- [4] Atoyan S.V., Generalov M.B., Trutnev N.S., 2000, Input Power Required for Compaction of Powdered Materials in Screw Presses, *Chemical and Petroleum Engineering*, Vol. 36, Nos. 3-4, 20 Mei 2013, [link.springer.com/./pdf](http://link.springer.com/./pdf)
- [5] CEMA, Variable Frequency Drive (VFD), 2007, Selection for Screw Feeder, 20 Mei 2013, [www.cemanet.org](http://www.cemanet.org),
- [6] Rademacher F.J.C., 1974, Some Aspect of the Characteristic of Vertical Conveyors for Granular Material, *Journal Powder Technology*, 20 Mei 2013, [doc.utwente.nl/68043](http://doc.utwente.nl/68043).
- [7] Siregar H.P, Yose R. Kurniawan, Andi Taufan and Satya A. Putra, "Design Optimization Study of Food Extruder Machine for Small and Middle Industry". *Proceeding International Conference and Exhibition on Sustainable Energy and Advance Materials*, 3–4 October 2011, page 342 – 347.





# ANALISIS PENGUJIAN MESIN PENDINGIN TEMPERATUR RENDAH DENGAN PENUKAR KALOR JOULE-THOMSON MENGGUNAKAN REFRIGERAN CAMPURAN PROPANA DAN NITROGEN

Ade Suryatman Margana<sup>1)</sup>, Muhamad Anda Falahuddin<sup>2)</sup>, Sumeru<sup>3)</sup>, Henry Nasution<sup>4,5)</sup>

Jurusan Refrigerasi & Tata Udara Politeknik Negeri Bandung<sup>1,2,3)</sup>  
Jalan. Gegerkalong Hilir Ciwaruga, Bandung 40012. Indonesia<sup>1,2,3)</sup>

Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik Industri<sup>4)</sup>  
Universitas Bung Hatta, Padang. Indonesia<sup>4)</sup>

Automotive Development Centre<sup>5)</sup>

Universiti Teknologi Malaysia, Skudai 81310, Johor Malaysia

Phone: 0062-22-2013789, Fax: 0062-22-2013889<sup>1,2,3)</sup>

E-mail : adesmargana@yahoo.com<sup>1)</sup>, m\_anda\_f63@yahoo.co.id<sup>2)</sup>,  
sumeru84@gmail.com<sup>3)</sup>, henry@fkm.utm.my<sup>4,5)</sup>

## ABSTRAK

Penggunaan satu buah kompresor (*single stage*) pada sistem refrigerasi kompresi uap untuk temperatur sangat rendah, yaitu di bawah  $-60^{\circ}\text{C}$  dapat menimbulkan *overheating* pada discharge kompresor. Pada umumnya, untuk mencapai temperatur di bawah  $-60^{\circ}\text{C}$  digunakan lebih dari satu kompresor, yaitu dengan sistem *double stage* maupun *cascade*. Pada penelitian ini telah dirancang mesin pendingin menggunakan *single stage* yang dilengkapi penukar kalor Joule-Thomson dengan memakai refrigeran ramah lingkungan, yaitu propana dan nitrogen. Temperatur rancangan pada mesin pendingin hasil rancangan adalah  $-80^{\circ}\text{C}$ . Kompresor yang digunakan adalah kompresor yang umum digunakan pada pengkondisi udara, dan fluida kerja yang dipakai adalah refrigeran alami, yang tidak merusak ozon, tidak menimbulkan pemanasan global, mudah didapat dan harga yang relatif murah. Propana adalah keluarga dari hidrokarbon, sedangkan nitrogen adalah komponen utama penyusun udara di atmosfer. Keduanya mudah didapat dan relatif murah. Normal boiling point (NBP) untuk propana dan nitrogen adalah  $-42.1^{\circ}\text{C}$  dan  $-195.8^{\circ}\text{C}$ . Pengujian dilakukan dengan memvariasikan campuran propana dengan nitrogen sebanyak 5 campuran yang berbeda. Temperatur terendah yang tercapai adalah  $-81.5^{\circ}\text{C}$  dengan kandungan nitrogen sebanyak 2.0%. Namun, bila kandungan nitrogen semakin ditingkatkan hingga 9.3%, maka temperatur pada evaporator meningkat, yaitu  $-62^{\circ}\text{C}$ . Tekanan discharge kompresor untuk variasi campuran nitrogen di bawah 7.9% adalah antara 10 sampai dengan 17 bar. Tekanan sebesar ini tidak akan menimbulkan panas yang tinggi pada discharge kompresor dan aman untuk operasi dalam waktu yang lama. Kekurangan dari mesin pendingin hasil rancangan adalah masih rendahnya tekanan suction, yaitu di bawah nol bar gauge, sehingga tekanan suction kompresor dalam kondisi vakum. Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut untuk dapat meningkatkan tekanan suction sehingga berada di atas nol bar gauge (tekanan positif).

**Kata kunci:** Joule-Thomson, propana, nitrogen, *single stage*, seminar nasional, teknik mesin 8.

## 1. PENDAHULUAN

Definisi temperatur rendah pada bidang refrigerasi memiliki beberapa pengertian. Bila mengacu pada penyimpanan produk makanan, maka temperatur di bawah  $-20^{\circ}\text{C}$  sudah dikatakan temperatur rendah. Namun untuk keperluan khusus, seperti untuk penyimpanan vaksin, temperatur di bawah  $-60^{\circ}\text{C}$  yang dianggap temperatur rendah. Pada kajian ini yang dimaksud dengan temperatur rendah adalah temperatur sekitar  $-80^{\circ}\text{C}$ . Dalam sistem refrigerasi kompresi uap konvensional, untuk mencapai temperatur di bawah  $-60^{\circ}\text{C}$  biasanya menggunakan *cascade* atau *double stage compressor*. Oleh karena bila menggunakan *single compressor*, maka akan menyebabkan *overheating* pada kompresor bila digunakan untuk mencapai temperatur rendah. Pada penelitian ini, akan digunakan *single compressor* untuk mencapai temperatur  $-80^{\circ}\text{C}$ , dengan menerapkan penukar kalor Joule-Thomson (J-T).

Bila gas mengalami proses ekspansi, maka ada tiga kemungkinan yang terjadi, yaitu temperaturnya tetap, turun, dan naik. Proses tersebut dinyatakan dengan koefisien

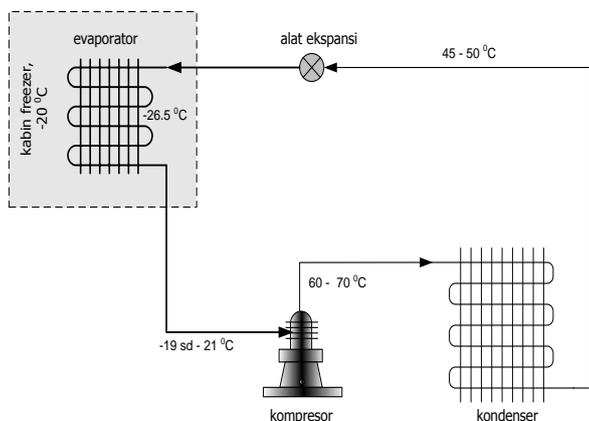
Joule-Thomson (J-T). Koefisien J-T adalah proses penurunan temperatur pada gas akibat ekspansi (penurunan tekanan) pada entalpi konstan. Fluida yang memiliki koefisien J-T nol, maka temperatur fluida tetap walaupun diekspansi. Jika koefisien J-T positif, maka gas akan mengalami penurunan temperatur bila mengalami proses ekspansi (penurunan tekanan). Pada penelitian ini digunakan refrigeran yang memiliki koefisien J-T yang positif, agar temperaturnya menurun pada saat mengalami *throttling*.

Secara garis besar, prinsip kerja mesin refrigerasi kompresi uap tanpa dan dengan penukar kalor J-T memiliki kesamaan. Perbedaannya terletak pada penambahan penukar kalor yang digunakan untuk menurunkan tekanan dan temperatur refrigeran agar temperatur pada evaporator mengalami penurunan temperatur rendah sesuai dengan rancangan.

## 2. REFRIGERASI KOMPRESI UAP Vs J-T

Mesin refrigerasi siklus kompresi uap adalah jenis mesin pendingin yang banyak digunakan hingga saat ini, seperti pada lemari es, *freezer*, AC kendaraan bermotor, AC untuk

perumahan, dan lainnya. Gambar 1 melukiskan komponen-komponen utama dan temperatur kerja pada freezer (temperatur kabin  $-20^{\circ}\text{C}$ ) yang menggunakan siklus refrigerasi kompresi uap.



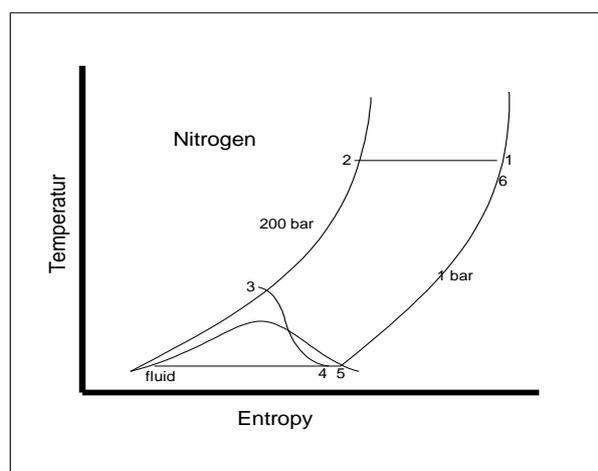
**Gambar 1.** Komponen dan temperatur kerja pada freezer yang menggunakan siklus refrigerasi kompresi uap

Sistem refrigerasi siklus kompresi uap memiliki empat komponen utama, yaitu kompresor, kondenser, alat ekspansi, dan evaporator. Sistem refrigerasi seperti di atas memiliki kehandalan dan efisiensi yang paling tinggi dibandingkan dengan sistem refrigerasi lainnya. Namun, sistem refrigerasi siklus kompresi uap tersebut tidak dapat digunakan untuk mencapai temperatur sangat rendah, oleh karena akan menimbulkan temperatur *discharge* kompresor yang sangat tinggi (*overheating*), sehingga akan memperpendek umur kompresor [1,2]. Untuk temperatur di bawah  $-60^{\circ}\text{C}$ , biasanya digunakan sistem *cascade* dua tingkat, sedangkan untuk temperatur di bawah  $-100^{\circ}\text{C}$  digunakan tiga atau lebih sistem *cascade*.

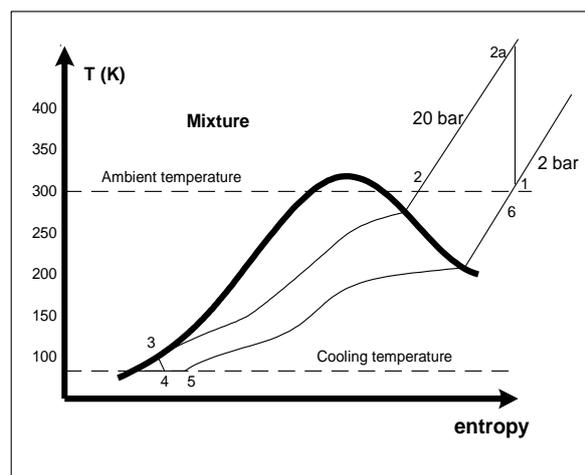
Untuk mencapai temperatur sangat rendah (*cryogenic*), yaitu di bawah rendah  $150^{\circ}\text{C}$ , umumnya digunakan sistem refrigerasi siklus Linde-Hampson dengan menggunakan refrigeran Nitrogen murni. Sistem refrigerasi *cryogenic* Linde-Hampson tersebut memiliki temperatur kerja yang sangat tinggi, yaitu sekitar 200 bar, seperti terlihat pada Gambar 2. Tekanan kerja yang sangat tinggi tersebut membatasi penggunaan dari mesin Linde-Hampson tersebut [1,3], yaitu hanya tersedia dalam kapasitas yang besar dan dengan prosedur sistem pengoperasian yang sangat ketat. Tekanan kerja mesin pendingin Linde-Hampson ini dapat dikurangi menjadi di bawah 20 bar dengan mengganti nitrogen murni dengan refrigeran campuran, yaitu antara nitrogen dengan hidrokarbon, seperti terlihat pada Gambar 3. Tekanan kerja di bawah 20 bar ini serupa dengan tekanan kerja pada sistem refrigerasi siklus kompresi uap dengan refrigeran R-22. Sistem refrigerasi J-T (Joule-Thomson) beroperasi menggunakan refrigeran campuran. Dengan tekanan kerja yang relatif sama dengan sistem siklus kompresi uap yang standard, maka kapasitas mesin dapat dibuat relatif kecil dan dengan prosedur pengoperasian yang relatif sederhana.

Dengan menggunakan penukar kalor J-T dan refrigeran campuran diharapkan tekanan kerja (tekanan suction dan discharge kompresor) hampir sama dengan tekanan mesin refrigerasi kompresi uap. Meskipun memiliki tekanan kerja yang serupa dengan sistem refrigerasi kompresi uap, namun keduanya memiliki perbedaan, antara lain yaitu:

- Terjadi proses kondensasi sempurna di kondenser pada siklus kompresi uap, sedangkan pada refrigerasi J-T hanya terjadi sedikit kondensasi, dan tidak ada kondensasi setelah *aftercooler*, lihat siklus pada Gambar 2, dari titik 2a ke 2, dan ke 3.
- Terjadi proses evaporasi sempurna di evaporator pada siklus kompresi uap, sedangkan pada refrigerasi J-T hanya terjadi sedikit evaporasi yang digunakan untuk mengatasi beban pendinginan. Sebagian besar kalor laten digunakan untuk proses pendinginan fluida dari tekanan tinggi, seperti yang terlihat pada siklus Gambar 2, dari titik 4 ke 5, dan ke 6.
- Kinerja sistem refrigerasi siklus kompresi uap ditentukan oleh *superheat* dan *subcooled*, sedangkan pada sistem refrigerasi J-T, kinerja sangat dipengaruhi oleh rancangan penukar kalor, dan komposisi campuran refrigeran.



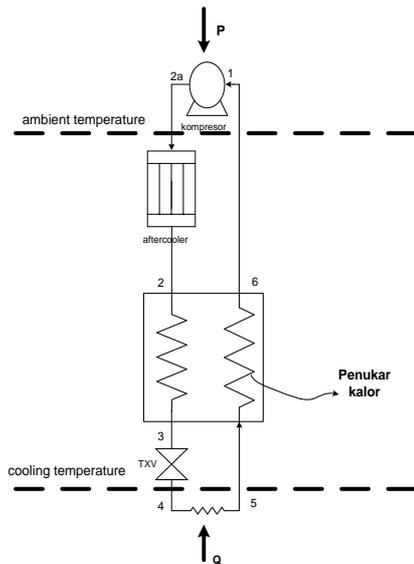
**Gambar 2.** Siklus refrigerasi Linde-Hampson dengan nitrogen murni



**Gambar 3.** Siklus refrigerasi J-T pada diagram Ts

Komponen utama dari mesin refrigerasi Joule-Thomson adalah kompresor, *aftercooler*, *counterflow heat exchanger*, alat ekspansi, dan evaporator. Siklus, sistem operasi dan hubungan antar kelima komponen utama tersebut terlihat seperti Gambar 4 [4,5].

Pada penelitian ini digunakan refrigeran campuran, yaitu propana dan nitrogen. Lima komposisi campuran yang berbeda akan diuji pada penelitian ini.



Gambar 4. Komponen utama mesin pendingin J-T

### 3. METODOLOGI

#### Rancangan Mesin Pendingin J-T

Data spesifikasi rancang bangun mesin pendingin J-T yang menggunakan refrigeran campuran pada penelitian ini mengacu pada penelitian yang telah dilakukan oleh Venkatarathnam [3] dan Alexeev [5]. Dimana pada penelitian tersebut telah disebutkan konstruksi dan dimensi penukar kalor. Sedangkan untuk tahap selanjutnya, konstruksi dan dimensi penukar kalor akan dikembangkan sendiri dengan menggunakan persamaan yang diperoleh dari beberapa referensi.

Campuran refrigeran yang digunakan pada penelitian ini adalah dua campuran refrigeran, yaitu antara propana dan nitrogen, dengan komposisi yang berbeda. Dengan menggunakan software Refprop version 9 [6] terlihat bahwa campuran antara propana dan nitrogen adalah campuran *zeotropic*, yaitu campuran refrigeran dimana pada tekanan yang sama pada proses perubahan fasa (kondensasi dan evaporasi) terjadi pada temperatur yang berbeda.

Komposisi campuran refrigeran yang diuji pada penelitian ini terlihat seperti pada Tabel 1.

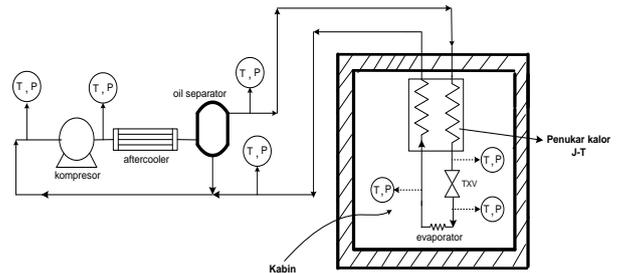
Tabel 1. Komposisi campuran refrigeran yang diuji

Percobaan ke:	Nitrogen (%)	Propana (%)
1.	98.0	2.0
2.	95.6	4.4
3.	95.4	4.6
4.	92.1	7.9
5.	90.7	9.3

Data yang diambil pada penelitian ini adalah temperatur, tekanan, dan daya input kompresor. Data temperatur meliputi: temperatur lingkungan, *inlet high pressure* penukar kalor, *outlet high pressure* penukar kalor, masuk dan keluar TXV, keluar evaporator dan *inlet low pressure* penukar kalor.

Sedangkan data tekanan yang diukur adalah: tekanan *suction*, *discharge*, masuk dan keluar TXV serta keluar evaporator. Gambar skematik mesin pendingin rancangan

dan titik-titik pengukuran temperatur dan tekanan terlihat seperti pada Gambar 5.



Gambar 5. Skematik rancangan dan titik-titik pengukuran mesin pendingin J-T

Mesin pendingin J-T hasil rancangan yang digunakan pada penelitian ini terlihat seperti pada Gambar 6.



Gambar 6. Foto mesin pendingin J-T hasil rancangan

Untuk mendapatkan data pengukuran, mesin pendingin J-T dilengkapi oleh sensor temperatur sensor tekanan, serta alat ukur daya input kompresor. Jenis kompresor yang digunakan adalah jenis rotary hermetik dengan kapasitas nominal 1,5 HP. Kompresor jenis ini adalah jenis kompresor yang umum digunakan pada mesin air conditioning *type-split* (AC) untuk hunian, dengan refrigeran R22 atau propana.

Penukar kalor J-T yang digunakan pada penelitian ini terlihat seperti pada Gambar 7. Penukar kalor tersebut diletakkan di dalam kabin. Konstruksi penukar kalor yang dirancang adalah *tube-in-tube*.



Gambar 7. Penukar kalor J-T hasil rancangan

## 4. HASIL DAN PEMBAHASAN

### Temperatur Evaporasi

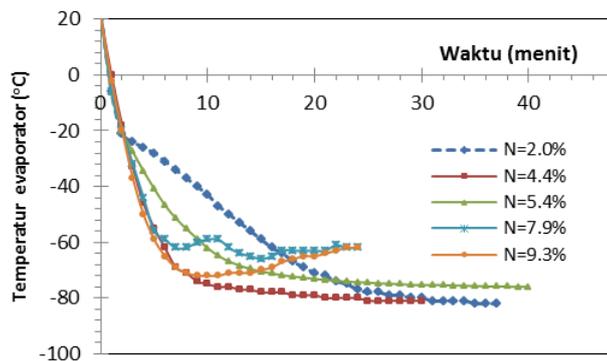
Temperatur evaporasi pada sistem refrigerasi merupakan parameter terpenting dalam sistem refrigerasi, oleh karena temperatur evaporasi adalah temperatur yang dikehendaki, dan disesuaikan dengan tujuan dari mesin pendingin tersebut. Sebagai misal, temperatur evaporasi pada sistem refrigerasi untuk penyimpan vaksin adalah sekitar  $-80^{\circ}\text{C}$ , dan sekitar  $-150^{\circ}\text{C}$  untuk produksi LNG.

Berdasarkan 5 (lima) kali pengujian dan dengan jenis refrigeran yang berbeda, seperti yang terdapat pada Tabel 1, didapat temperatur evaporator seperti terlihat pada Gambar 8.

Pada Gambar 8 terlihat bahwa kecepatan penurunan temperatur terhadap waktu relatif sama. Kecepatan penurunan terlambat terjadi pada campuran nitrogen 2.0%. Namun, pada campuran ini ( $N=2.0\%$ ) mempunyai temperatur capaian terendah, yaitu  $-81.5^{\circ}\text{C}$ . Bila kandungan nitrogen ditingkatkan menjadi 4.4%, kecepatan penurunan jauh lebih cepat, namun temperatur terendahnya hanya  $-80.0^{\circ}\text{C}$ .

Penurunan temperatur evaporator yang sangat rendah ini disebabkan pencampuran nitrogen ke dalam sistem. Oleh karena nitrogen memiliki nilai NBP (*normal boiling point*) yang lebih rendah dari propana,  $-195.8^{\circ}\text{C}$ , menyebabkan temperatur evaporator juga menurun. Diharapkan bila persentase campuran nitrogen ditingkatkan maka temperatur evaporator juga akan menurun. Namun hasilnya tidak sesuai dengan yang diharapkan. Kenaikkan persentase campuran nitrogen dari 4.4% menjadi 5.4% justru menyebabkan hal sebaliknya, yaitu selain kecepatan penurunan temperatur yang melambat juga temperatur terendah yang tercapai hanya  $-76.0^{\circ}\text{C}$ .

Bila konsentrasi nitrogen terus ditingkatkan, maka akan menyebabkan kenaikan pencapaian temperatur terendah, misalnya untuk nitrogen dengan konsentrasi 7.9% dan 9.3%, temperatur terendahnya hanya  $-62^{\circ}\text{C}$ .



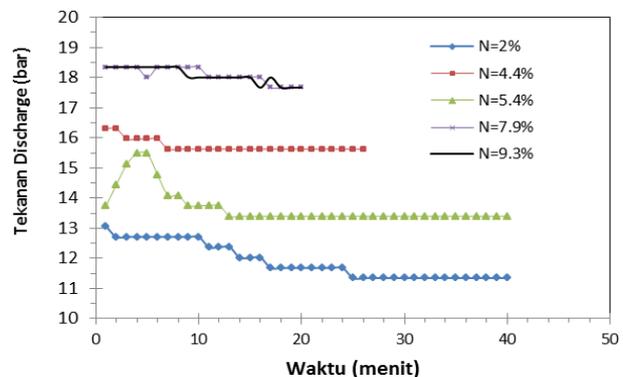
**Gambar 8.** Variasi temperatur evaporasi pada mesin pendingin J-T

Pada Gambar 8 terlihat bahwa kecepatan pencapaian temperatur evaporator relatif sama dan berlangsung relatif cepat, terutama pada tiga menit pertama. Kecepatan (penurunan) temperatur evaporator mulai dari menit ke-0 sampai menit ke-4 sekitar  $-20^{\circ}\text{C}$  per-menit. Namun setelah menit ke-4, kecepatan pencapaian temperatur evaporator mulai berbeda untuk masing-masing refrigeran. Kecepatan penurunan temperatur yang paling lambat terjadi pada

penggunaan refrigeran  $N = 2.0\%$ . Berdasarkan kecepatan penurunan temperatur tersebut, menunjukkan bahwa mesin pendingin J-T sesuai bila digunakan untuk sistem yang memerlukan pendinginan sangat cepat (*fast cool-down*), mengingat kecepatan pencapaian temperatur evaporator relatif sangat cepat.

### Tekanan Discharge Kompresor

Kompresor untuk sistem refrigerasi dan pengkondisi udara dirancang untuk bekerja pada tekanan tertentu. Bila tekanan *discharge* melebihi dari yang disarankan maka selain akan menimbulkan gangguan pada saat operasional juga akan memperpendek usia kompresor. Tekanan *discharge* yang berlebih (di atas 18 bar) akan menyebabkan temperatur kompresor tinggi. Untuk itu, agar sistem dapat aman bekerja dalam waktu yang lama, tekanan *discharge* dijaga agar di bawah 18 bar. Selain dapat menyebabkan temperatur evaporator meningkat, penambahan konsentrasi nitrogen juga akan menyebabkan kenaikan tekanan *discharge* kompresor, hingga di atas 18 bar, seperti terlihat pada Gambar 9. Berdasarkan pengujian menunjukkan bahwa tekanan *discharge* setinggi itu dapat menyebabkan gangguan pada sistem. Pengaruh pada sistem antara lain adalah: bunyi kompresor sedikit berubah, temperatur *discharge* meningkat tajam, dan temperatur evaporator meningkat kembali. Berdasarkan keadaan tersebut, untuk menghindari kerusakan pada sistem (kompresor), maka pengujian pada campuran refrigeran nitrogen 7.9% dan nitrogen 9.3% dihentikan pada menit ke-22. Sedangkan untuk refrigeran dengan kandungan nitrogen 2.0% hingga 5.4%, tekanan *discharge* tidak terlalu tinggi, yaitu di bawah 15 bar, sehingga sistem dapat bekerja normal.



**Gambar 9.** Variasi tekanan *discharge* kompresor pada mesin pendingin J-T

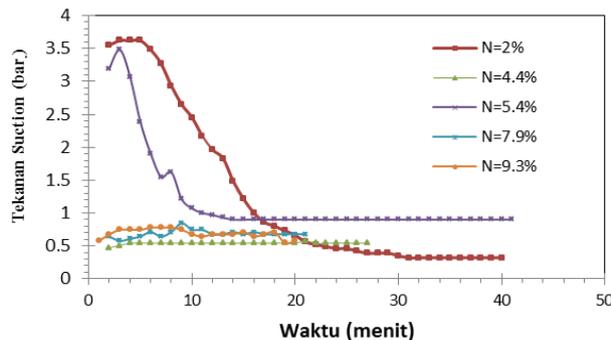
Untuk refrigeran dengan kandungan nitrogen 2.0%, tekanan *discharge* yang paling rendah, sehingga temperatur pada *discharge* kompresor juga tidak terlalu tinggi. Pada komposisi ini pula temperatur terendah, yaitu  $-81.5^{\circ}\text{C}$  dapat dicapai.

### Tekanan Suction Kompresor

Pada sistem refrigerasi, tekanan *suction* adalah tekanan yang paling rendah pada sistem. Pada sistem refrigrasi, diharapkan tekanan *suction* bertekanan positif, atau bertekanan di atas 1 (satu) bar *absolute*. Tujuan adalah bila terjadi kebocoran, udara luar tidak masuk ke dalam sistem,

namun refrigeran yang keluar dari sistem. Bila suction bertekanan negatif (di bawah 1 bar absolute), maka udara luar akan masuk ke dalam sistem bila terjadi kebocoran. Masuknya udara luar ke dalam sistem dapat merusak kompresor, karena selain kandungan uap air yang dapat bereaksi dengan oli kompresor, juga udara relatif tidak kompresibel.

Variasi tekanan suction pada mesin pendingin Joule-Thomson untuk berbagai campuran refrigeran terlihat seperti pada Gambar 10.



**Gambar 10.** Variasi tekanan *suction* kompresor pada mesin pendingin J-T

Seperti yang telah dijelaskan di atas, bahwa refrigeran dengan kandungan nitrogen 2.0% memiliki kinerja yang paling optimal, bila dilihat dari sisi pencapaian temperatur terendah dan tekanan *discharge* yang normal. Namun bila dilihat dari sisi tekanan *suction*, pada komposisi ini ( $N = 2.0\%$ ) justru memiliki tekanan yang paling rendah, yaitu 0.32 bar<sub>abs</sub>.

Berdasarkan Gambar 10, komposisi refrigeran  $N = 5.4\%$  memiliki tekanan suction yang mendekati 1 Bar<sub>abs</sub>. Refrigeran dengan komposisi ini ( $N = 5.4\%$ ) memiliki tekanan *discharge* normal (13.4 bar<sub>abs</sub>) dengan temperatur terendah adalah  $-76.2^{\circ}\text{C}$ . Dengan kata lain, untuk mencapai temperatur kabin sekitar  $-70^{\circ}\text{C}$ , dapat digunakan campuran refrigeran propana dengan nitrogen dengan komposisi  $N = 5.4\%$ .

Idealnya tekanan suction adalah antara 1 sampai dengan 3 bar<sub>abs</sub> [2,4]. Rendahnya tekanan suction pada mesin pendingin J-T hasil rancang bangun kemungkinan besar disebabkan oleh dua hal, yaitu kelebihan panjang pada penukar kalor, dan/atau penempatan *bulb* TXV yang kurang tepat. Penempatan *bulb* TXV yang terlalu dekat dengan evaporator akan menyebabkan *bulb* tersebut merespon temperatur yang sangat rendah, sehingga memerintahkan jarum di dalam TXV menutup, dan akibatnya menyebabkan

aliran refrigeran berkurang, serta tekanan *suction* dengan sendirinya turun. Untuk itu perlu penelitian lebih lanjut untuk dapat meningkatkan tekanan *suction*, sehingga bertekanan positif, yaitu dengan cara meletakkan posisi *bulb* TXV sedemikian rupa, sehingga waktu temperatur evaporator sangat rendah, aliran refrigeran tidak terhambat.

## 5. KESIMPULAN

Temperatur terendah yang dicapai mesin pendingin J-T adalah  $-81.5^{\circ}\text{C}$ , dicapai saat menggunakan nitrogen 2.0%. Namun jika ditinjau dari sisi tekanan suction dan discharge, refrigeran dengan komposisi nitrogen 5.4% adalah memiliki kinerja yang mendekati normal, dari sisi tekanan suction.

Walaupun NBP nitrogen jauh lebih rendah dari propana, namun peningkatan konsentrasi nitrogen ke dalam sistem akan meningkatkan temperatur capaian dan disertai tekanan discharge kompresor.

Tantangan penelitian berikutnya adalah merancang mesin pendingin J-T dengan tekanan suction di atas 1 Bar, agar tekanan paling rendah pada sistem di atas tekanan atmosfer.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Threlkeld, J.L., Thermal Environmental Engineering, Prentice-Hall, Inc., New Jersey, 1970.
- [2] Sumeru, Andriyanto, S., dan Rudi S., "Rancang bangun prototipe mesin pendingin temperatur rendah berkapasitas kecil menggunakan dua tingkat kompresor", Jurnal Itenas, Ilmu Pengetahuan, Teknologi, dan Seni, Vol.10, No.2, Juni-Agustus 2006, hal.88-95.
- [3] Venkatarathnam, G., Sentil Kumar, P., and Srinivasa M.S., "Experimental studies on fast cool down mixed refrigerant cascade refrigerator", Proceeding of International Congress of Refrigeration, ICR0105, Washington D.C., 2003.
- [4] Sumeru, "Analisis pengujian mesin pendingin Joule-Thomson temperatur rendah menggunakan refrigeran binary mixture", Jurnal RACE, Jurnal Refrigeration, Tata Udara, dan Energi, Vol.3, No.3, November 2009, hal.367-375.
- [5] Alexeev, A., Thiel, A., Haberstroh, C.H., and Quach, H., "Study of behavior in the heat exchanger of mixed gas Joule-Thomson cooler", Journal of Advances in Cryogenic Engineering, Vol.45, 2000, hal.307-315.
- [6] E.W. Lemmon, M.L. Huber, and M.Q. McLinde, REFPROP, Reference Fluid Thermodynamics and Transport Properties, NIST Standard Reference Database 23, Version 9.0., 2009.



## STUDI EKSPERIMENTAL KARAKTERISTIK BRIKET ORGANIK BAHAN BAKU DARI TWA GUNUNG BAUNG

Iis Rohmawati

Jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya  
Kampus ITS Keputih Sukolilo Surabaya 60111  
E-mail : iis.rohmawati@gmail.com

### ABSTRAK

Telah dilakukan studi eksperimental karakteristik briket organik berbahan baku dari Taman Wisata Alam (TWA) Gunung Baung dengan variasi komposisi daun dan ranting dengan perbandingan persentase 1 : 1 (A); 1 : 2 (B); 1 : 3 (C); 1 : 4 (D); 2 : 3 (E); 3 : 2 (F); 4 : 1 (G) serta variasi bentuk briket yaitu pejal dan berongga. Briket yang ideal mempunyai kadar air rendah, laju pembakaran rendah dan suhu outlet tinggi. Optimalisasi briket dari penelitian ini adalah briket jenis D berongga karena mempunyai kadar air rendah yaitu sebesar 6,76%, laju pembakaran yang rendah yaitu sebesar  $2,9 \times 10^{-5}$  kg/s dan suhu outlet yang tinggi yaitu sebesar  $123,4^{\circ}\text{C}$ . Distribusi suhu pembakaran briket bisa diamati dengan menggunakan Computational Fluid Dynamics (CFD). Dari simulasi ini diketahui distribusi suhu pada briket jenis G lebih merata daripada briket jenis lain. Terbukti bahwa briket berongga lebih efektif karena mempunyai cukup udara untuk mempercepat proses pembakaran.

**Kata kunci:** briket, variasi komposisi, distribusi suhu.

### 1. PENDAHULUAN

Sampah organik yang belum dimanfaatkan secara optimal masih banyak terdapat di Indonesia, misalnya sampah dedaunan dan ranting-ranting kering. Pada umumnya bahan bakar biomassa ini memiliki densitas energi yang cukup rendah oleh karena itu sampah organik ini perlu dibriketkan agar mempunyai densitas yang cukup tinggi. Indonesia sebagai negara tropis memiliki keanekaragaman hayati yang cukup tersebar luas di kawasan Indonesia, misalnya di kawasan TWA Gunung Baung yang terletak di Purwodadi, Jawa Timur.

Briket dari sampah organik ini mampu mengolah sampah organik menjadi bahan bakar dengan efisiensi konversi energi yang cukup baik, densitas energi yang cukup tinggi serta kemudahan dalam penyimpanan dan pendistribusian. Selain itu pembuatan briket sampah organik ini menggunakan teknologi yang sederhana dan murah sehingga dapat digunakan oleh masyarakat secara meluas, baik untuk keperluan rumah tangga maupun industri.

Secara umum teknologi pembriketan dapat dibagi menjadi tiga<sup>[1]</sup>:

- Pembriketan tekanan tinggi.
- Pembriketan tekanan medium dengan pemanas.
- Pembriketan tekanan rendah dengan bahan pengikat (binder).

Beberapa jenis bahan dapat digunakan sebagai pengikat diantaranya amilum/tepung kanji, tetes, dan aspal.

*Volatile matter* (VM) atau sering disebut dengan zat terbang, berpengaruh terhadap pembakaran briket. Kandungan VM mempengaruhi kesempurnaan pembakaran dan intensitas api. Penilaian tersebut didasarkan pada rasio atau perbandingan antara kandungan karbon (*fixed carbon*) dengan zat terbang, yang disebut dengan rasio bahan bakar (*fuel ratio*). Semakin tinggi nilai *fuel ratio* maka jumlah karbon di dalam briket yang tidak terbakar juga semakin banyak. Jika perbandingan tersebut nilainya lebih dari 1,2, maka penga-

pian akan kurang bagus sehingga mengakibatkan kecepatan pembakaran menurun. Semakin banyak kandungan *volatile matter* pada biobriket maka biobriket semakin mudah untuk terbakar dan menyala<sup>[3]</sup>.

Nilai kalor menurut Syachri (1983)<sup>[4]</sup> adalah jumlah satuan panas yang dihasilkan persatuan bobot bahan yang mudah terbakar pada proses pembakaran yang cukup oksigen. Nilai kalor kayu ditentukan oleh berat jenis dan kadar air kayu, tetapi berubah-ubah pula karena kadar zat karbon, lignin, dan zat resin, sedangkan kandungan selulosa kayu tidak begitu berpengaruh terhadap nilai kalor kayu.

Ada dua metode untuk menganalisis bahan bakar padat yaitu analisis *ultimate* dan analisis *proximate*. Analisis *ultimate* menganalisis seluruh elemen komponen batubara, padat atau gas dan analisis *proximate* menganalisis hanya *fixed carbon*, bahan yang mudah menguap, kadar air dan persen abu. Analisis *ultimate* menentukan berbagai macam kandungan kimia unsur-unsur seperti karbon, hidrogen, oksigen, sulfur, dll. Analisis ini berguna dalam penentuan jumlah udara yang diperlukan untuk pembakaran dan volum serta komposisi gas pembakaran. Informasi ini diperlukan untuk perhitungan suhu nyala dan perancangan saluran gas buang dll.<sup>[5]</sup>

Tujuan dari penelitian ini adalah mendapatkan briket organik yang mempunyai karakteristik pembakaran yang baik dengan cara uji *ultimate* dengan metode variasi komposisi dan bentuk briket. Pada penelitian ini variasi yang digunakan adalah variasi komposisi daun dan ranting dengan perbandingan persentase 1 : 1; 1 : 2; 1 : 3; 1 : 4; 2 : 3; 3 : 2 dan 4 : 1. Sedangkan variasi bentuk yang digunakan adalah briket pejal dan berongga.

### 2. METODOLOGI

#### Karakteristik Bahan

Daun dan ranting yang digunakan pada penelitian tugas akhir ini berasal dari pohon *Ficus Racemosa L.* Adapun nilai kalor dan kadar abu dari pohon tersebut yaitu:

**Tabel 1.** Nilai Kalor dan Kadar Abu dari Daun dan Ranting Pohon *Ficus Racemosa L.*

Kandungan	Kalor (kKal/kg)	Abu (%)
Daun	3183.6	22.88
Ranting	4072.38	6.18

Sumber: Uji Laboratorium

**Tabel 2.** Nilai Kalor dan Harga Bahan Bakar

Bahan bakar	Nilai kalor (kKal/kg)	Harga (Rp)	Nilai kalor persatuan harga
Minyak tanah *	11.000	8.000/L	1,375
Solar	10.800	4.500/L	2,4
Elpiji*	11.900	15.000/3 kg	2,38
Briket batubara **	5400	3.000/kg	1,8

Sumber: \* Thermax India Ltd.

\*\* Media Indonesia, 2008

### Perancangan Briket

Daun dan ranting yang kering akan dicacah dengan mesh tertentu kemudian dikompaksi dengan cetakan dan tekanan tertentu. Cetakan berbentuk berongga. Setelah kompaksi, briket akan dibakar dengan menggunakan kompor yang berbentuk segi enam dengan tempat pembakarannya berupa kotak. Pemilihan desain briket dan kompornya berdasarkan hasil penelitian dari Citria Novety (2008)<sup>[2]</sup> yang menyebutkan bahwa kompor untuk pembakaran briket yang mempunyai *heat loss* minimum adalah berbentuk segi enam dengan tempat pembakarannya berbentuk kotak.

#### • Alat dan Bahan

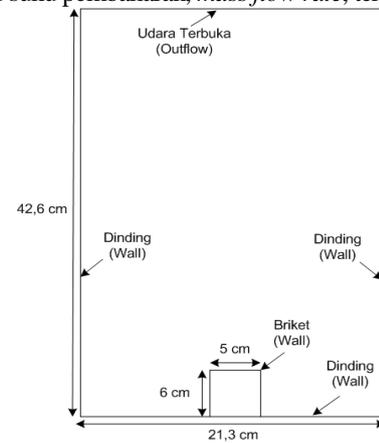
1. Cetakan briket berukuran : diameter 5 cm dan tinggi 6 cm.
2. Alat kompaksi yang digunakan adalah pengompress manual dengan tekanan sebesar  $13939,49 \text{ kg/m} \cdot \text{s}^2$ .
3. Nilai kalor diperoleh dari uji ultimate.
4. Pengujian kadar air menggunakan oven dan timbangan digital.
5. Bahan baku yang digunakan adalah seresah daun dan ranting dari TWA Gunung Baung dengan menggunakan *amilum* sebagai perekatnya.

#### • Proses pembuatan briket

1. Menggiling seresah daun dan ranting.
2. Menghitung massa tiap variasi komposisi daun dan ranting yaitu 1 : 1; 1 : 2; 1 : 3; 1 : 4; 2 : 3; 3 : 2 dan 4 : 1.
3. Mempersiapkan perekat dengan prosentase *amilum* dengan air 1 : 4.
4. Hasil penggilingan seresah daun dan ranting dicampur dalam satu tempat sehingga menjadi satu dan homogen.
5. Masukkan bahan briket kedalam cetakan.
6. Letakkan cetakan yang sudah berisi campuran batang jagung pada bagian bawah alat kompaksi.
7. Tekan briket dengan alat pengompaksi selama  $\pm 2$  menit.
8. Keluarkan briket dari cetakan.

### Pemodelan Briket dan Simulasi

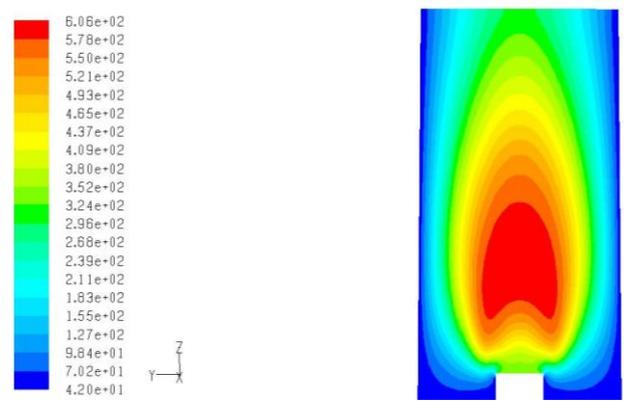
Selanjutnya akan dibuat geometrinya dengan menggunakan Gambit. Pembuatan geometri ini dilakukan sesuai dengan dimensi yang sebenarnya. Langkah terakhir yang dilakukan adalah simulasi geometri dalam bentuk (.msh) pada CFD. Ada beberapa variabel yang diatur pada simulasi CFD yaitu suhu pembakaran, *mass flow rate*, tekanan, dsb.


**Gambar 1.** Domain Simulasi

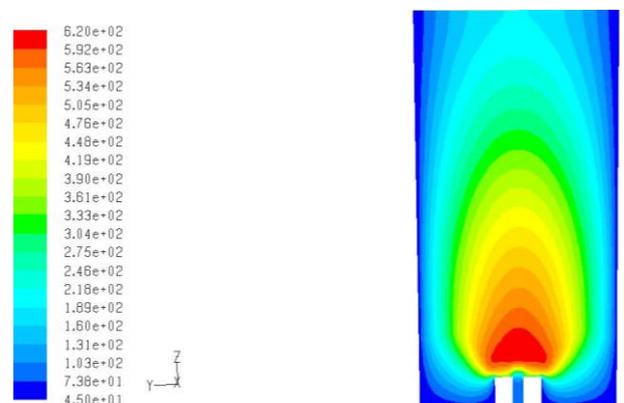
## 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

### Hasil Simulasi

Berikut ini adalah contoh distribusi suhu pada briket jenis D.



(a)



(b)

**Gambar 2.** (a) Briket Pejal; (b) Briket Berongga



## Hasil Eksperimen

### Kadar Air

Kadar air dari tiap jenis briket dihitung berdasarkan persamaan berikut ini.

$$\text{Kadar air (\%)} = \frac{W_1 - W_2}{W_2 - W_3} \times 100\% \dots\dots\dots (1)$$

Dimana:

- $W_1$  : berat cawan + sampel basah (g)
- $W_2$  : berat cawan + sampel kering (g)
- $W_3$  : berat cawan kosong (g)
- $W_1 - W_2$ : berat air (g)
- $W_2 - W_3$ : berat sampel kering (g)

### Pengurangan massa

Pengurangan massa dihitung berdasarkan selisih massa antara briket pada waktu ke-(t) detik dengan massa briket pada waktu (t+20) detik selama proses pembakaran. Berikut ini adalah rata-rata pengurangan massa untuk tiap jenis briket dan lama pembakarannya.

**Tabel 3.** Pengurangan Massa dan Lama Pembakaran

Jenis Briket	Pengurangan massa (gram)		Lama pembakaran (detik)	
	Briket pejal	Briket berongga	Briket pejal	Briket berongga
A	0,5	0,56	700	480
B	0,46	0,73	540	380
C	0,34	0,31	500	320
D	0,52	0,68	560	540
E	0,39	0,56	660	480
F	0,46	0,38	360	640
G	0,33	0,17	480	300

### Laju pembakaran

Laju pembakaran yang terukur merupakan massa sisa briket selama proses pembakaran, pengukuran laju pembakaran ini tiap 20 detik selama proses pembakaran.

### Suhu Nyala

Suhu nyala yang dimaksud adalah suhu pada start-up yaitu suhu pada saat nyala awal pembakaran. Berikut ini adalah suhu nyala tiap jenis briket.

**Tabel 4.** Suhu Nyala Tiap Jenis Briket (°C)

Jenis briket	Briket pejal	Briket berongga
A	372	364
B	361	362
C	417	312
D	340	347
E	376	340
F	333	354
G	319	317

## Validasi Data Eksperimen dengan Simulasi

Suhu outlet pada simulasi yang divalidasi adalah suhu maksimum.

**Tabel 5.** Perbandingan Data Suhu Outlet Eksperimental dengan Simulasi (°C)

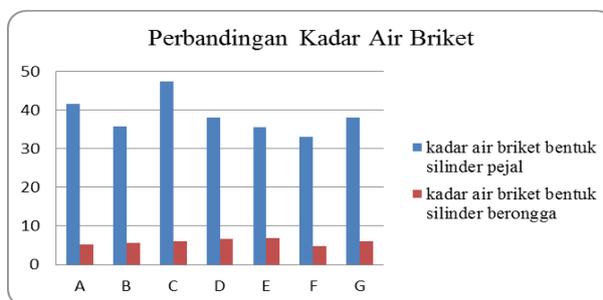
Jenis briket	Briket pejal		Briket berongga	
	Simulasi	Eksperimental	Simulasi	Eksperimental
A	59,57	117,9	541,07	119,5
B	501,17	124,9	562,62	114,3
C	408,57	112,5	363,94	119,6
D	58,17	110,4	519,81	123,4
E	448,32	110,1	554,95	121,6
F	501,43	70,3	493,91	110,7
G	415,11	120,4	699,00	104,5

## Pembahasan

### Kadar air

Dari grafik kadar air di bawah ini dapat dilihat bahwa jenis briket E mempunyai kadar air yang paling tinggi yaitu sebesar 17.32% sedangkan briket jenis G mempunyai kadar air terendah dibandingkan dengan jenis briket yang lain yaitu sebesar 10.81%. Jenis briket E terdiri dari perbandingan daun dan ranting sebesar 2:3 sedangkan briket jenis G mempunyai perbandingan daun dan ranting sebesar 4:1. Pada briket jenis E, komposisi ranting lebih banyak dibandingkan dengan komposisi daunnya, sedangkan pada briket jenis G komposisi daunnya lebih banyak dibandingkan dengan komposisi rantingnya. Jika dilihat dari struktur fisik daun dan ranting, daya serap daun dan ranting terhadap air memang berbeda. Struktur daun lebih halus dan relatif tidak berserat jika dibandingkan dengan ranting.

Pada briket berongga, jenis D mempunyai kadar air tertinggi yaitu sebesar 6,76% sedangkan briket jenis F mempunyai kadar air terendah sebesar 4,9%. Briket jenis D terdiri dari variasi komposisi daun dan ranting dengan perbandingan 1:4 maka ranting yang terkandung di dalamnya lebih banyak dibandingkan dengan komposisi daun. Briket jenis F terdiri dari penyusun daun dan ranting dengan perbandingan 2:3. Dari penyusun komposisi briket jenis D dan F dapat diketahui kadar air yang terkandung pada briket jenis D akan lebih tinggi dibandingkan dengan kadar air briket jenis F. Tinggi rendahnya kadar air briket ini dipengaruhi oleh komponen penyusunnya, jika komposisi ranting lebih besar daripada daun maka daya serap briket terhadap air semakin besar karena ranting mengandung banyak serat daripada daun.



**Gambar 3.** Grafik Perbandingan Kadar Air

Diketahui bahwa nilai rata-rata kadar air briket pejal sebesar 14,51% sedangkan untuk briket berongga mempunyai kadar air rata-rata 5,93%. Dari grafik di atas dapat dilihat bahwa kadar air briket pejal mempunyai kadar air lebih tinggi dibandingkan dengan kadar air briket berongga. Hal ini dikarenakan luas permukaan briket berongga lebih

besar dibandingkan dengan briket pejal. Bertambahnya luas permukaan briket akan memudahkan air yang terkandung di dalamnya lebih mudah menguap sehingga dapat menurunkan kadar air. Kadar air ini akan mempengaruhi proses pembakaran, jika kadar air tinggi maka laju pembakaran dan nilai kalor yang dihasilkan akan rendah begitu juga sebaliknya jika kadar air rendah maka laju pembakaran dan nilai kalor yang dihasilkan akan tinggi.

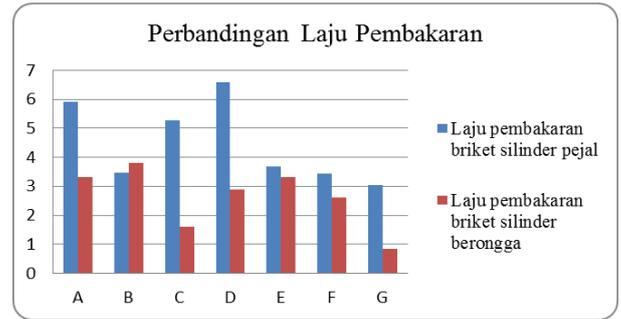
Standar kualitas briket arang untuk kadar air di Indonesia sebesar 7.75% sedangkan pada penelitian tugas akhir ini kadar air mulai dari 4,9% hingga 17,32%. Kadar air yang terkandung ini hampir mendekati standar kualitas briket arang di Indonesia. Kadar air briket yang cukup kecil dapat diperoleh jika menggunakan bahan yang benar-benar kering, sedikit campuran perekat, serta pengeringan yang merata di seluruh permukaan briket.

#### Laju Pembakaran Pada Eksperimen

Laju pembakaran ini merupakan massa sisa pembakaran yang terukur, semakin besar laju pembakaran maka massa briket yang terbakar lebih banyak sehingga menghasilkan energi yang besar. Dari grafik laju pembakaran briket pejal di atas dapat dilihat bahwa briket jenis D mempunyai laju pembakaran tertinggi dibandingkan dengan jenis briket yang lain sedangkan briket jenis G mempunyai laju pembakaran terendah dibandingkan dengan jenis briket yang lain. Jenis briket D merupakan variasi dari komposisi daun dan ranting dengan perbandingan 1:4 sedangkan briket jenis G terdiri dari variasi komposisi daun dan ranting dengan perbandingan 4:1. Jenis briket D mempunyai laju pembakaran tertinggi dibandingkan dengan jenis briket yang lain karena komposisi rantingnya lebih besar dibandingkan dengan komposisi daunnya sedangkan jenis briket G mempunyai komposisi daun yang lebih besar dibandingkan dengan komposisi rantingnya.

Sedangkan grafik laju pembakaran briket berongga di atas menunjukkan bahwa briket jenis B mempunyai laju pembakaran tertinggi dibandingkan dengan jenis briket yang lain sedangkan briket jenis G mempunyai laju pembakaran terendah dibandingkan dengan jenis briket yang lain. Jenis briket B merupakan variasi dari komposisi daun dan ranting dengan perbandingan 1:2 sedangkan briket jenis G terdiri dari variasi komposisi daun dan ranting dengan perbandingan 4:1. Jenis briket B mempunyai laju pembakaran tertinggi dibandingkan dengan jenis briket yang lain karena komposisi rantingnya lebih besar dibandingkan dengan komposisi daunnya sedangkan jenis briket G mempunyai komposisi daun yang lebih besar dibandingkan dengan komposisi rantingnya.

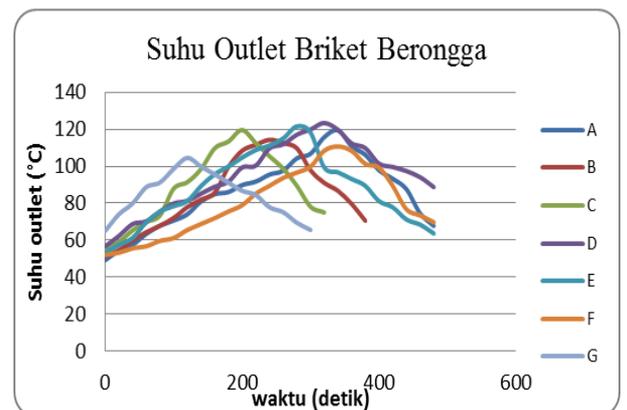
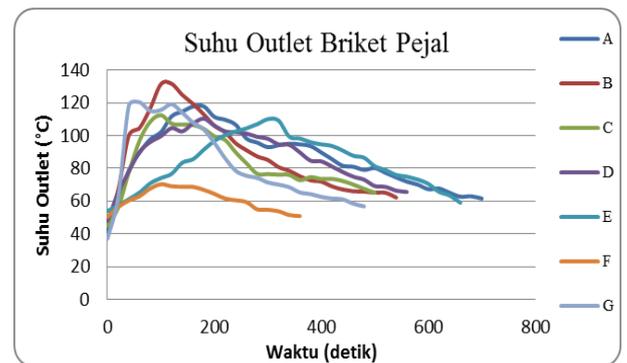
Terlihat bahwa nilai kalor ranting lebih tinggi dibandingkan dengan nilai kalor daun sehingga dapat disimpulkan bahwa ranting akan cepat terbakar dibandingkan dengan daun. Pada briket jenis B pejal dan briket jenis D berongga yang mempunyai komposisi ranting lebih tinggi dibandingkan dengan daun yang terkandung di dalamnya sehingga briket tersebut mempunyai laju pembakaran yang tinggi dan menghasilkan energi yang tinggi pula dibandingkan dengan jenis briket yang lain. Sedangkan briket jenis G baik pada briket pejal maupun berongga mempunyai komposisi daun yang lebih tinggi daripada komposisi ranting yang terkandung di dalamnya sehingga mempunyai laju pembakaran yang rendah, briket jenis G ini juga akan menghasilkan kalor yang cukup rendah dibandingkan dengan jenis briket yang lain.



Gambar 4. Perbandingan Laju Pembakaran

Gambar 4 di atas merupakan perbandingan laju pembakaran dari briket pejal dengan briket berongga. Secara garis besar, briket berongga mempunyai laju pembakaran yang lebih tinggi dibandingkan dengan briket pejal dengan jenis briket yang sama. Hal ini dikarenakan luas permukaan yang terbakar pada briket berongga lebih besar daripada briket pejal. Selain itu laju pembakaran ini dipengaruhi oleh kadar air yang terkandung di dalam masing-masing briket.

#### Suhu Outlet



Gambar 5. Suhu Outlet Briket

Dari grafik di atas dapat diketahui bahwa jenis briket B mempunyai suhu outlet yang paling tinggi dibandingkan dengan jenis briket yang lain sedangkan jenis briket G mempunyai suhu outlet paling rendah. Pada briket jenis B terdiri dari komposisi daun dan ranting dengan perbandingan 1:2 sedangkan briket jenis G terdiri dari komposisi perbandingan daun dan ranting 4:1. Suhu outlet pada briket jenis B mempunyai nilai tertinggi karena komposisi rantingnya lebih tinggi daripada komposisi daunnya, hal ini sesuai dengan nilai kalor yang terkandung dari daun dan ranting dimana



ranting mempunyai nilai kalor yang lebih tinggi dibandingkan dengan nilai kalor daun. Sedangkan pada briket jenis G yang terdiri dari variasi daun dan ranting dengan perbandingan 4:1 mempunyai suhu outlet rendah dibandingkan dengan briket jenis lain, hal ini dikarenakan komposisi daunnya lebih banyak dibandingkan dengan komposisi ranting. Selain itu suhu outlet ini dipengaruhi oleh kadar abu yang terkandung pada daun dan ranting dimana kadar abu daun lebih besar daripada kadar abu ranting.

Diketahui bahwa jenis briket D mempunyai suhu outlet yang paling tinggi dibandingkan dengan jenis briket yang lain sedangkan jenis briket G mempunyai suhu outlet paling rendah. Pada briket jenis D terdiri dari komposisi daun dan ranting dengan perbandingan 1:4 sedangkan briket jenis G terdiri dari komposisi perbandingan daun dan ranting 4:1. Suhu outlet pada briket jenis D mempunyai nilai tertinggi karena komposisi rantingnya lebih tinggi daripada komposisi daunnya, hal ini sesuai dengan nilai kalor yang terkandung dari daun dan ranting dimana ranting mempunyai nilai kalor yang lebih tinggi dibandingkan dengan nilai kalor daun. Sedangkan pada briket jenis G yang terdiri dari variasi daun dan ranting dengan perbandingan 4:1 mempunyai suhu outlet rendah dibandingkan dengan briket jenis lain, hal ini dikarenakan komposisi daunnya lebih banyak dibandingkan dengan komposisi ranting. Selain itu suhu outlet ini dipengaruhi oleh kadar abu yang terkandung pada daun dan ranting dimana kadar abu daun lebih besar daripada kadar abu ranting.

Suhu outlet berfluktuasi dan waktu nyala pembakaran briket juga bervariasi. Suhu yang berfluktuasi ini dipengaruhi oleh luas permukaan yang terbakar pada briket. Semakin besar luas permukaan briket yang terbakar maka suhu outlet yang terukur juga semakin tinggi, begitu juga sebaliknya. Suhu outlet ini juga dipengaruhi oleh variasi komposisi penyusun briket, jika briket menghasilkan nilai kalor yang tinggi maka suhu outlet yang dihasilkan juga tinggi. Pada penelitian tugas akhir ini suhu outlet briket berongga mempunyai nilai yang lebih besar dibandingkan dengan suhu outlet briket pejal.

### **Suhu Nyala**

Dari gambar di atas terlihat bahwa suhu nyala briket berongga relatif lebih rendah daripada briket pejal tetapi pada briket jenis B, D dan F memiliki suhu nyala yang lebih tinggi. Jika dilihat kadar air briket, maka kadar air briket berongga relatif lebih rendah dibandingkan dengan briket pejal. Pada briket berongga, didapatkan bahwa briket jenis B, D dan F mempunyai kadar air yang cukup rendah dibandingkan dengan briket jenis yang lain. Hal ini menunjukkan bahwa kadar air briket mempengaruhi suhu nyala briket. Semakin rendah kadar air briket maka briket akan lebih mudah terbakar sehingga mempunyai suhu nyala yang tinggi pula.

### **Kontur Suhu Simulasi**

Suhu yang terukur pada eksperimental akan divalidasi dengan suhu hasil simulasi. Untuk briket pejal error yang terjadi mulai dari 70,99% sampai 97,9%, sedangkan untuk briket berongga, error data mulai dari 67% sampai 85%.

Berdasarkan kontur suhu seperti gambar diatas, dapat dilihat bahwa distribusi suhu di sekitar briket cukup merata dimana warna merah pada desain briket yang diperlihatkan

oleh bidang kotak kecil menyatakan suhu yang cukup tinggi sedangkan bagian sisi briket masih berwarna biru muda menyatakan bahwa suhu disekitarnya tidak begitu tinggi jika dibandingkan dengan suhu di atas briket. Hal ini terlihat pada saat eksperimental dimana suhu di atas briket sekitar 400°C sedangkan suhu di bagian samping briket sekitar 45°C. Profil suhu seperti gambar di atas cukup efektif untuk digunakan sebagai bahan bakar karena suhu di bagian atas cukup tinggi apalagi menggunakan lebih dari satu briket untuk pembakaran.

Dari kontur suhu dari tiap variasi briket dapat diketahui bahwa distribusi suhu yang merata adalah pada jenis briket A, B, C, F dan G. hal ini terlihat jelas dimana warna merah terletak tepat diatas briket. Warna biru hingga merah ini menunjukkan perubahan suhu dari suhu rendah ke suhu yang tinggi. Briket jenis A, B, C, F dan G mempunyai kontur suhu yang hampir sama tetapi jika ditinjau nilai suhu inlet dan outletnya maka briket jenis A dan G mempunyai nilai yang tinggi dibandingkan dengan yang lain. Pada briket jenis A, suhu inlet sebesar 320,28 °C sedangkan suhu outlet sebesar 163,65°C. briket jenis G mempunyai suhu inlet sebesar 345,46°C dan suhu outlet sebesar 115,51°C. Suhu inlet pada briket jenis G lebih tinggi daripada suhu inlet briket jenis A tetapi outlet briket jenis A lebih tinggi daripada outlet briket jenis G. Besar kecilnya suhu outlet ini berpengaruh pada distribusi suhu yang terbentuk, hal ini terlihat pada kontur briket jenis A jika dibandingkan dengan briket jenis G. Kontur suhu briket jenis A lebih merata daripada kontur briket jenis G. maka dari simulasi ini terlihat bahwa distribusi suhu terbaik dari variasi komposisi briket yang ada, briket jenis G yang mempunyai kontur paling merata dan mempunyai suhu outlet yang cukup tinggi.

Jika ditinjau dari komposisi penyusunnya, briket jenis G terdiri dari komposisi daun dan ranting dengan perbandingan 4 : 1 hal ini dikarenakan daun mempunyai serat yang rendah dibandingkan dengan ranting sehingga mempunyai kadar air yang rendah pula dibandingkan dengan ranting dan mudah terbakar. Kombinasi karakteristik sifat daun dan ranting ini menghasilkan kontur yang merata dan mempunyai suhu outlet yang tinggi pula.

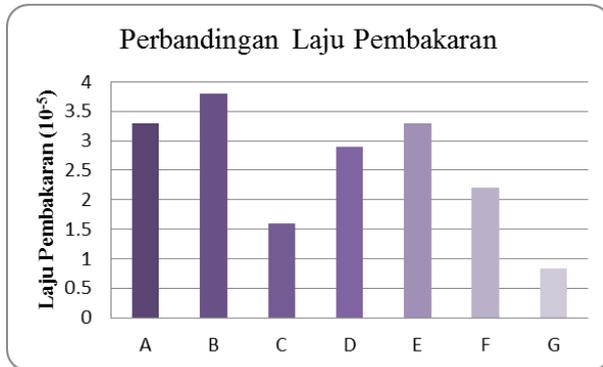
Kontur suhu dari tiap variasi briket dapat diketahui bahwa distribusi suhu hampir merata semuanya. Pada briket jenis G, suhu inlet sebesar 276,78 °C sedangkan suhu outlet sebesar 392,19°C. kontur suhu pada briket jenis G ini lebih bagus dibandingkan dengan kontur suhu briket jenis yang lain. Briket jenis G ini terdiri dari variasi komposisi daun dan ranting dengan perbandingan 4:1 sehingga lebih mudah terbakar dibandingkan dengan briket jenis lain. Kombinasi karakteristik sifat daun dan ranting ini menghasilkan kontur yang merata dan mempunyai suhu outlet yang tinggi pula. Jika dilihat kontur suhu secara keseluruhan perbandingan antara briket pejal berongga maka dapat disimpulkan bahwa kontur suhu yang terbentuk pada briket berongga lebih merata, hal ini dikarenakan inisialisasi semua sisi briket terdapat udara karena berongga sehingga terdapat cukup udara untuk mempercepat proses pembakaran.

### **Optimalisasi Briket**

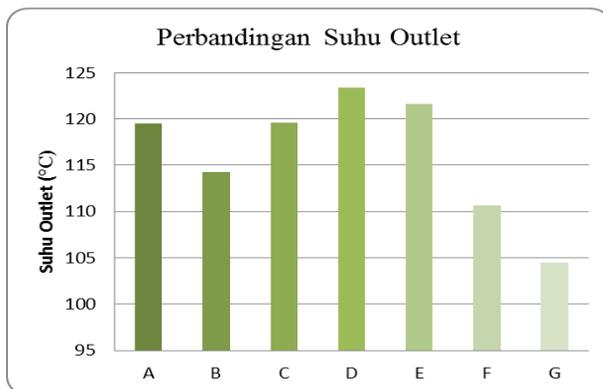
Dari data eksperimental dan simulasi diatas maka dapat dicari jenis briket yang ideal yaitu yang mempunyai kriteria kadar air rendah, laju pembakaran rendah dan suhu outlet tinggi. Dari analisa data eksperimental dan simulasi terlihat

bahwa briket berongga lebih efektif untuk pembakaran karena mempunyai kadar air yang lebih rendah daripada pejal, oleh karena itu optimalisasi briket hanya dibahas pada briket berongga.

Briket jenis F mempunyai kadar air terendah sebesar 4,89% sedangkan briket jenis E mempunyai kadar air tertinggi yaitu 6,8%. Urutan jenis briket yang mempunyai kadar air mulai dari terendah sampai tertinggi adalah F, A, B, G, C, D dan E.



(a)



(b)

Gambar 6. (a) Laju Pembakaran; (b) Suhu Outlet

Berdasarkan gambar 6 di atas, diketahui bahwa briket jenis G mempunyai laju pembakaran terendah yaitu  $0,84 \times 10^{-5}$  kg/s, sedangkan briket jenis B mempunyai laju pembakaran tertinggi yaitu  $3,8 \times 10^{-5}$  kg/s. Adapun urutan laju pembakaran briket dari yang terendah sampai tertinggi adalah G, C, F, D, E, A, dan B. Briket jenis G mempunyai suhu outlet terendah sebesar  $104,5^{\circ}\text{C}$ , sedangkan briket jenis D mempunyai suhu outlet tertinggi sebesar  $123,4^{\circ}\text{C}$ . Urutan jenis briket yang mempunyai suhu outlet dari yang tertinggi sampai terendah adalah D, E, C, A, F, B dan G.

Briket yang ideal adalah briket yang mempunyai kadar air rendah, laju pembakaran yang rendah dan suhu outlet yang tinggi. Dari uraian data di atas dapat diketahui optimalisasi briket yang memenuhi briket ideal yaitu briket jenis D karena mempunyai kadar air yang cukup rendah yaitu 6,76%, laju

pembakaran  $2,9 \times 10^{-5}$  kg/s, suhu outlet yang tinggi yaitu  $123,4^{\circ}\text{C}$ . Briket jenis D ini terdiri dari komposisi perbandingan daun dan ranting sebesar 1:4. Kadar air yang cukup rendah pada briket jenis D ini mempengaruhi laju pembakarannya, semakin rendah kadar airnya maka laju pembakaran akan semakin tinggi sehingga suhu outlet yang dihasilkan juga tinggi. Jika suhu outlet tinggi maka nilai kalor dari pembakaran briket tersebut juga tinggi. Nilai kalor briket jenis D dapat dikatakan cukup tinggi karena menghasilkan suhu outlet yang cukup tinggi, selain itu briket jenis D ini mempunyai komposisi ranting lebih banyak dibandingkan dengan komposisi daunnya dimana berdasarkan uji nilai kalor ranting dan daun, ranting mempunyai nilai kalor lebih tinggi daripada nilai kalor yang terdapat pada daun.

#### 4. KESIMPULAN

Adapun kesimpulan yang dapat diambil dari tugas akhir ini adalah:

- Telah dibuat briket organik dengan variasi komposisi daun dan ranting dengan perbandingan persentase 1:1 (A); 1:2 (B); 1:3 (C); 1:4 (D); 2:3 (E); 3:2 (F); 4:1 (G) dan variasi bentuk briket yaitu pejal dan berongga dimana briket yang mempunyai kadar air terendah adalah briket jenis F berongga yaitu sebesar 4,89%.
- Optimalisasi briket dari penelitian ini adalah briket jenis D berongga karena mempunyai kadar air rendah yaitu sebesar 6,76%, laju pembakaran yang rendah yaitu sebesar  $2,9 \times 10^{-5}$  dan suhu outlet yang tinggi yaitu  $123,4^{\circ}\text{C}$ .
- Dari simulasi dengan Fluent, diketahui distribusi suhu pada briket jenis G lebih merata daripada briket jenis lain karena warna merah yang menyatakan suhu tinggi hampir memenuhi *boundary*.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] Grover, P.D. dan Mishra, S.K., 1996, Biomass Briquetting: Technology and Practices, Field Document No. 46, FAO-Regional Wood Energy Development Program (RWEDP) In Asia, Bangkok.
- [2] Novety, Citria. 2008, "Tugas Akhir: Perancangan Kompor Hemat Energi dengan Bahan Bakar Briket Biomassa". Jurusan Teknik Fisika ITS: Surabaya.
- [3] Samsul, M., 2004. Pengaruh Penambahan Arang Tempurung Kelapa Dan Penggunaan Perikat Terhadap Sifat-Sifat Arang Dari Arang serbuk Kayu Sengon, Fisika Dan Kimia Briket. Jogjakarta: Universitas Gadjah Mada.
- [4] Sudrajat, R 1983. Pengaruh Bahan Baku, Jenis perekat dan Tekanan Kempa terhadap Kualitas Briket Arang.
- [5] Syamsiro, M. dan Harwin Saptoadi, 2007, "Pembakaran Briket Biomassa Cangkang Kakao: Pengaruh Temperatur Udara Preheat". Seminar Nasional Teknologi 2007 (SNT 2007) Yogyakarta, 24 November 2007.



## COMPLEXITY OF FLUID FLOW IN A RECTANGULAR ELBOW AND ITS EFFECTS ON THE FLOW PRESSURE DROP

Sutardi, Thoha, I. U., Affan, I.

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri  
ITS Surabaya Indonesia 60111,  
Email: sutardi@me.its.ac.id

### ABSTRACT

*It is well known that the flow inside an elbow undergoes influences of pressure gradient as well as skin friction. The main effect of the skin friction on the flow is the flow pressure loss, that is commonly referred to as the flow head loss. The pressure gradient in the elbow causes the flow to separate locally and also causes a secondary flow. The combined effect of the flow separation and the secondary flow is the increase in the total head loss in the elbow. The present study is aimed to provide a comparative analysis of the flow characteristic inside elbows. First, a general flow inside a circular elbow based on the previous studies of many investigators are presented. The data were based on the experimental as well as on the numerical studies. Secondly, flow structures inside a rectangular elbow are presented and analyzed. Also, effects of guide vane insertion and the flow Reynolds numbers on the flow pressure drop in the rectangular elbow was presented and analyzed. Finally, a comparison between the flow structures inside a circular elbow and inside a rectangular elbow are made.*

*The results of the study show that, either the circular elbow or rectangular elbow produces the secondary flow that contributes to the total head loss. As the Reynolds number increases, the total pressure drop also increases. The insertion of the guide vane in the rectangular elbow reduces the total head loss at low Reynolds number, say at  $Re_{Dh} \sim 2.1 \times 10^4$ . Additional guide vanes at a prescribed Reynolds number has an effect of the increase in the total head loss.*

**Keywords:** Circular and rectangular elbows, pressure drop, guide vane, secondary flow.

### 1. PENDAHULUAN

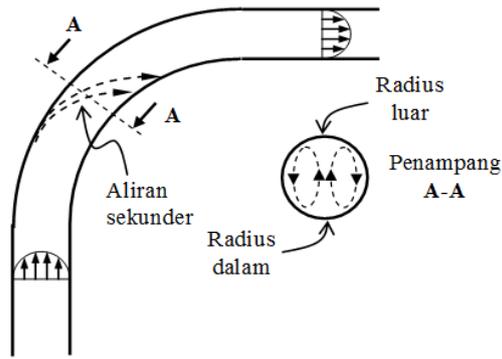
Penurunan tekanan yang dialami oleh aliran selama mengalir didalam elbow berbeda dengan yang dialami oleh aliran bila mengalir didalam pipa atau saluran yang lurus. Untuk aliran didalam saluran yang lurus, efek viskositas sangat dominan terhadap terjadinya penurunan tekanan aliran didalamnya. Untuk kasus tersebut, tidak ada perbedaan tekanan yang berarti pada suatu penampang lintang aliran. Sebaliknya, untuk aliran didalam elbow atau saluran melengkung, distribusi tekanan pada lengkungan/radius dalam berbeda dengan distribusi tekanan pada lengkungan/radius luar. Analisa dengan menggunakan persamaan Euler yang tegak lurus terhadap kelengkungan streamline menunjukkan bahwa tekanan statik fluida terbesar terjadi pada radius paling besar, sebaliknya tekanan statik fluida terkecil terjadi pada radius yang paling kecil. Dengan demikian, maka terjadilah gradien tekanan didalam elbow searah dengan aliran utama (*main flow*) dan gradien tekanan tegak lurus terhadap aliran utama. Terjadinya perbedaan antara tekanan pada radius terbesar dengan tekanan pada radius terkecil ini menyebabkan timbulnya aliran sekunder pada penampang elbow. Gambar 1 mengilustrasikan terjadinya aliran sekunder tersebut.

Adanya aliran sekunder (Gambar 1) tersebut memberikan kontribusi penambahan penurunan tekanan aliran didalam elbow, selain adanya penurunan tekanan akibat adanya tegangan gesek viskos pada dinding elbow. Cheng [1] mengindikasikan bahwa selain adanya aliran sekunder tersebut, didalam elbow juga terjadi separasi aliran secara lokal pada sisi radius dalam dan luar seperti ditunjukkan pada gambar 2. Adanya separasi lokal tersebut mengakibatkan penyempitan penampang lintang aliran yang mengakibatkan

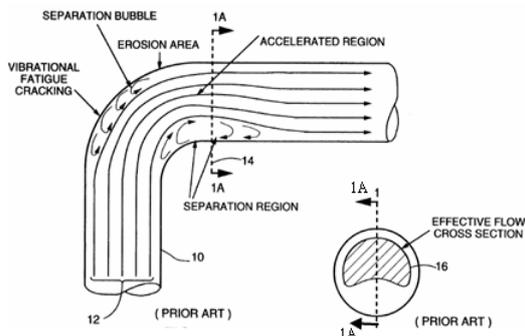
adanya percepatan aliran secara lokal. Penyempitan aliran ini menjadikan semacam efek penyumbatan (*blockage effect*) terhadap aliran didalam elbow tersebut. Kim dan Patel [2] mendapatkan adanya *favorable pressure gradient* pada radius dalam yang diikuti oleh *adverse pressure gradient*, dan sebaliknya mereka mendapatkan adanya *adverse pressure gradient* pada radius luar yang diikuti oleh *favorable pressure gradient*.

Kejadian separasi aliran secara lokal, aliran sekunder dari radius luar ke radius dalam, serta *adverse* dan *favorable pressure gradient* juga ada untuk aliran didalam elbow berpenampang segiempat (*rectangular cross section*). Thoha [3] menunjukkan adanya aliran sekunder yang berupa vorteks pada penampang lintang dan pada sudut-sudut saluran yang berpenampang segiempat (Gambar 3 dan 4). Sebagaimana aliran didalam elbow yang berpenampang sirkular, maka aliran-aliran vorteks pada saluran yang berpenampang segiempat tersebut juga mengakibatkan efek penyumbatan (*blockage effect*) sehingga luas penampang efektif saluran menjadi berkurang. Sebagai akibatnya, penyempitan penampang saluran ini memperbesar terjadinya kerugian tekanan aliran didalam elbow berpenampang segiempat tersebut.

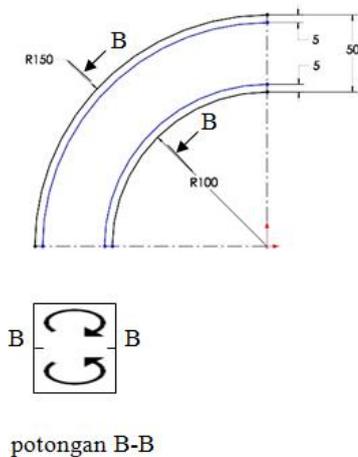
Tujuan utama dari penulisan paper ini ialah untuk menunjukkan bahwa aliran sekunder selalu terjadi didalam elbow, baik yang berpenampang melingkar maupun yang berpenampang segiempat. Terjadinya penurunan tekanan yang terkait dengan kerugian tekanan akibat aliran sekunder didalam elbow juga dievaluasi. Terakhir, akan ditunjukkan bahwa ada kemungkinan pengurangan kerugian tekanan didalam elbow dengan penambahan sudut pengarah, walaupun tidak setiap konfigurasi penambahan sudut pengarah mampu memberikan hasil yang positif.



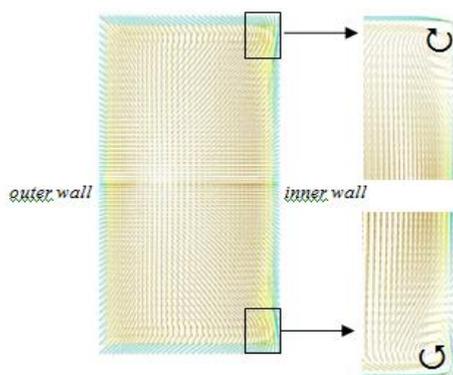
**Gambar 1.** Ilustrasi aliran sekunder didalam elbow sirkular 90°



**Gambar 2.** Separasi lokal didalam elbow sirkular 90° [1].



**Gambar 3.** Ilustrasi aliran sekunder didalam elbow berpenampang segiempat (*rectangular elbow*) [3].



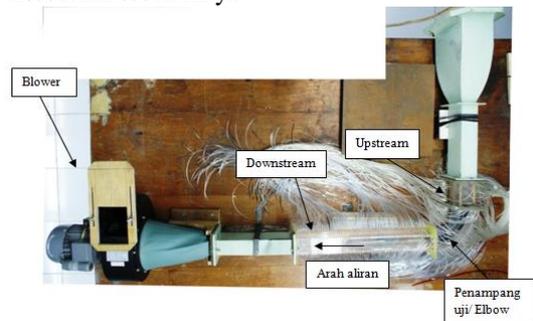
**Gambar 4.** Vorteks-vorteks pada sudut saluran elbow berpenampang segiempat [3].

## 2. METODOLOGI

Metode didalam studi ini secara umum dibedakan menjadi dua: (i) evaluasi data-data didalam literatur atau hasil studi sebelumnya; (ii) evaluasi data berdasarkan eksperimen. Studi literatur dilakukan terhadap berbagai artikel didalam jurnal, seminar, buku referensi, dan sebagainya. Sementara itu, studi eksperimen dilakukan didalam laboratorium Mekanika Fluida Jurusan Teknik Mesin FTI, ITS.

### Peralatan Eksperimen

Peralatan eksperimen yang digunakan didalam penelitian ini bisa dilihat pada artikel yang ditulis oleh peneliti sebelumnya [3, 4, 5, 6]. Secara ringkas, peralatan penelitian kali ini bisa dilihat pada gambar 5. Blower yang digunakan sebagai penggerak udara berkapasitas aliran udara standar 900 m<sup>3</sup>/jam dan digerakkan oleh motor listrik dengan putaran motor 2870 rpm. Penampang lintang elbow ialah segiempat dengan sisi-sisi 50 mm x 100 mm. Elbow 90° mempunyai radius kelengkungan dalam 100 mm dan kelengkungan luar 150 mm, sehingga radius kelengkungan rata-rata 125 mm. Pengukuran tekanan dilakukan menggunakan Pitot tube dengan diameter luar sebesar 0.7 mm. Pitot tube ini dihubungkan ke manometer miring yang diisi dengan minyak merah (*red oil*). *Specific gravity* (SG) dari minyak ini kurang lebih 0.804. Penempatan lokasi pengukuran tekanan dengan Pitot tube ini dibantu dengan menggunakan sebuah mikrometer dengan pergeseran minimum yang bisa dicapai sebesar 10 μm. Hasil pengukuran tekanan ini kemudian dikonversikan untuk memperoleh besaran tekanan statis, tekanan stagnasi, dan besaran kecepatan aliran fluida. Informasi yang lebih rinci mengenai peralatan eksperimen dan pengukuran ini bisa dilihat didalam pustaka yang telah disebutkan sebelumnya.



**Gambar 5a.** Detail dari peralatan eksperimen



**Gambar 5b.** Elbow 90° tanpa sudu pengarah

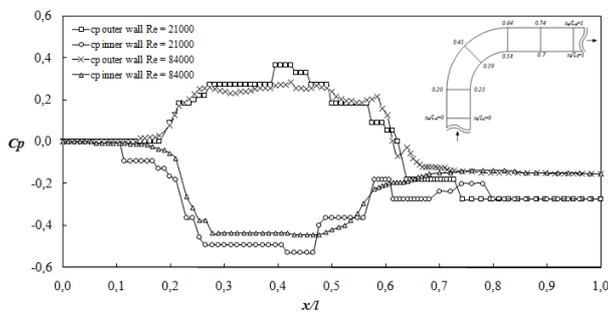
## Metoda Numerik

Salah satu perangkat lunak yang digunakan didalam studi ini ialah perangkat lunak Fluent 6.3 dan dibantu dengan Gambit 2.2. Secara rinci, metode ini bisa dilihat pada pustaka [4,5].

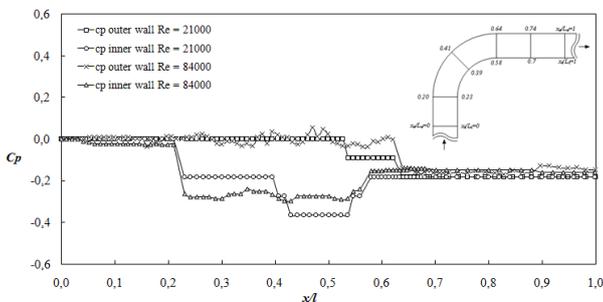
## 3. HASIL DAN ANALISA

### Distribusi koefisien tekanan pada dinding ( $C_p$ )

Parameter kuantitatif yang dievaluasi didalam paper ini meliputi distribusi tekanan (termasuk penurunan tekanan dan kerugian tekanan) dan distribusi kecepatan aliran. Sedangkan parameter kualitatif yang dianalisa ialah adanya aliran sekunder didalam elbow. Gambar 6 menunjukkan distribusi koefisien tekanan ( $C_p$ ) hasil eksperimen pada *inner* dan *outer wall* elbow tanpa sudu pengarah untuk  $Re_{DH} = 21000$  dan  $84000$ . Sementara itu, Gambar 7 menunjukkan distribusi koefisien tekanan ( $C_p$ ) hasil eksperimen pada *inner* dan *outer wall* elbow dengan satu sudu pengarah untuk  $Re_{DH} = 21000$  dan  $84000$ . Pada Gambar 6 ditunjukkan bahwa terjadi tekanan yang besar pada radius terbesar dan tekanan kecil pada radius terkecil dari elbow untuk kedua bilangan Reynolds ( $Re$  atau  $Re_{DH}$ ) =  $UD_H/\nu$ ;  $U$  = kecepatan maksimum pada inlet elbow,  $D_h$  = diameter hidrolis, dan  $\nu$  = viskositas kinematik fluida). Perbedaan tekanan pada dua sisi inilah yang mengakibatkan aliran sekunder yang mengarah dari radius terbesar ke radius terkecil seperti yang ditunjukkan pada Gambar 1 dan Gambar 3. Dengan menambahkan satu sudu pengarah, maka perbedaan tekanan tersebut bisa dikurangi, seperti terlihat pada Gambar 7.



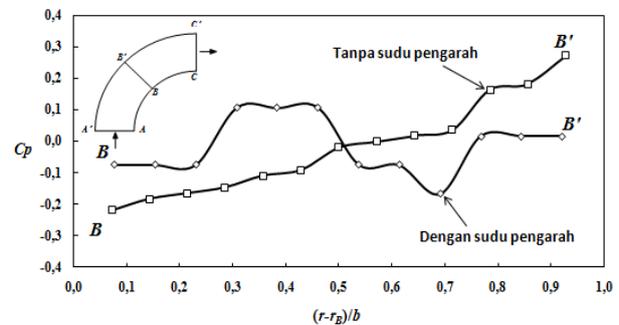
**Gambar 6.** Distribusi koefisien tekanan ( $C_p$ ) hasil eksperimen pada *inner* dan *outer wall* elbow tanpa sudu pengarah untuk  $Re_{DH} = 21000$  dan  $84000$ .



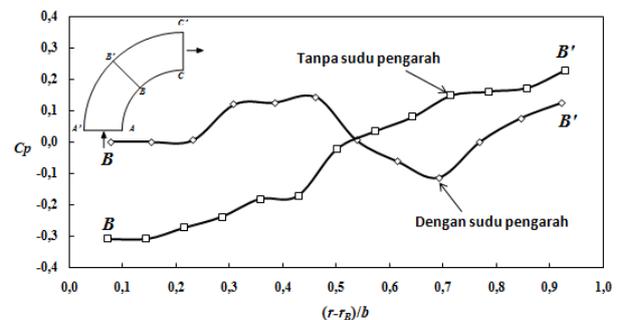
**Gambar 7.** Distribusi koefisien tekanan ( $C_p$ ) hasil eksperimen pada *inner* dan *outer wall* elbow dengan satu sudu pengarah untuk  $Re_{DH} = 21000$  dan  $84000$

Gambar 8 dan Gambar 9 memperlihatkan distribusi koefisien tekanan ( $C_p$ ) kearah radial pada penampang  $B-B'$  untuk elbow tanpa dengan sudu pengarah dan untuk elbow

dengan satu sudu pengarah pada  $Re_{DH} = 21000$  dan  $84000$ . Kedua gambar tersebut memperjelas pemahaman Gambar 6 dan 7 yang menandakan adanya pengurangan perbedaan tekanan yang terjadi pada radius terbesar ( $B'$ ) dan pada radius terkecil ( $B$ ). Dengan mengecilnya perbedaan tekanan akibat penambahan sudu pengarah tersebut, potensi untuk terjadinya aliran sekunder akan berkurang. Beberapa literatur menyebutkan bahwa kerugian tekanan didalam elbow tidak hanya dikontribusi oleh gesekan (*viscous effect*) tetapi juga oleh adanya aliran sekunder. Crane Company [7], misalnya, menunjukkan bahwa kerugian tekanan akibat aliran sekunder yang diakibatkan oleh elbow yang memiliki radius kelengkungan rata-rata yang berbeda, yang dinyatakan dalam  $r_m/D$  ( $r_m$  = radius rata-rata,  $D$  = diameter elbow), juga berbeda. Semakin kecil  $r_m/D$ , maka potensi aliran sekunder lebih besar, tetapi efek gesekannya bisa lebih kecil. Sebaliknya, semakin besar  $r_m/D$ , potensi aliran sekunder lebih kecil, tetapi efek gesekannya bisa lebih besar.



**Gambar 8.** Distribusi koefisien tekanan ( $C_p$ ) tegak lurus streamline, elbow tanpa dan dengan sudu pengarah pada  $Re_{DH} = 21000$



**Gambar 9.** Distribusi koefisien tekanan ( $C_p$ ) tegak lurus streamline, elbow tanpa dan dengan sudu pengarah pada  $Re_{DH} = 84000$

### Distribusi Profil Kecepatan

Gambar 10 menunjukkan distribusi kecepatan elbow tanpa sudu pengarah dan dengan sudu pengarah pada  $Re_{DH} = 21000$  dan  $84000$  pada penampang 3 atau  $B-B'$  (lihat insert pada Gambar 8 dan 9). Profil kecepatan untuk kedua bilangan Reynolds menunjukkan keserupaan, karena keduanya dalam kondisi aliran yang sudah sangat turbulen. Dengan penambahan satu sudu pengarah (gambar 10b), terjadilah pembagian area penampang aliran menjadi dua, sehingga profil kecepatan terlihat seperti ditunjukkan pada gambar 10b. Walaupun penambahan sudu pengarah bisa mengurangi potensi terjadinya aliran sekunder yang mengakibatkan

**Tabel 1.** Data kuantitatif perbandingan *elbow* tanpa dan dengan satu *guide vane*

Komponen Pembeda	Bilangan Reynolds ( $Re_{DH}$ )	Tanpa sudu pengarah	Dengan satu sudu pengarah	Efek penambahan sudu pengarah	Komentar
$\Delta C_p$ (inlet-outlet)	21000 <sup>*)</sup>	0.273	0.182	-33.4%	Terjadi kenaikan kerugian tekanan sebesar <b>3.7%</b> dengan adanya penambahan sudu pengarah pada $Re_{DH} = 84000$
	84000 <sup>*)</sup>	0.154	0.159	3.7%	
	120000 <sup>**)</sup>	0.1441	0.162	12.1%	
$\Delta p$ (Pa) (inlet-outlet)	140000	0.105	0.148	40.6%	
	21000 <sup>*)</sup>	4.01	2.67	-33.4%	
	84000 <sup>*)</sup>	36.07	37.40	3.4%	
	120000 <sup>**)</sup>	79.11	88.66	12.1%	
	140000	67.37	94.96	40.6%	

<sup>\*)</sup>Data dari [8, 9]

peningkatan kerugian tekanan, permukaan sudu pengarah ini bisa berpotensi meningkatkan efek viskos (gesekan) dengan aliran fluida, terutama pada aliran dengan bilangan Reynolds tinggi. Semakin banyak jumlah sudu pengarah, maka semakin banyak luasan sudu pengarah yang bersinggungan dengan aliran dan akan mengakibatkan peningkatan kerugian tekanan yang semakin besar pula.

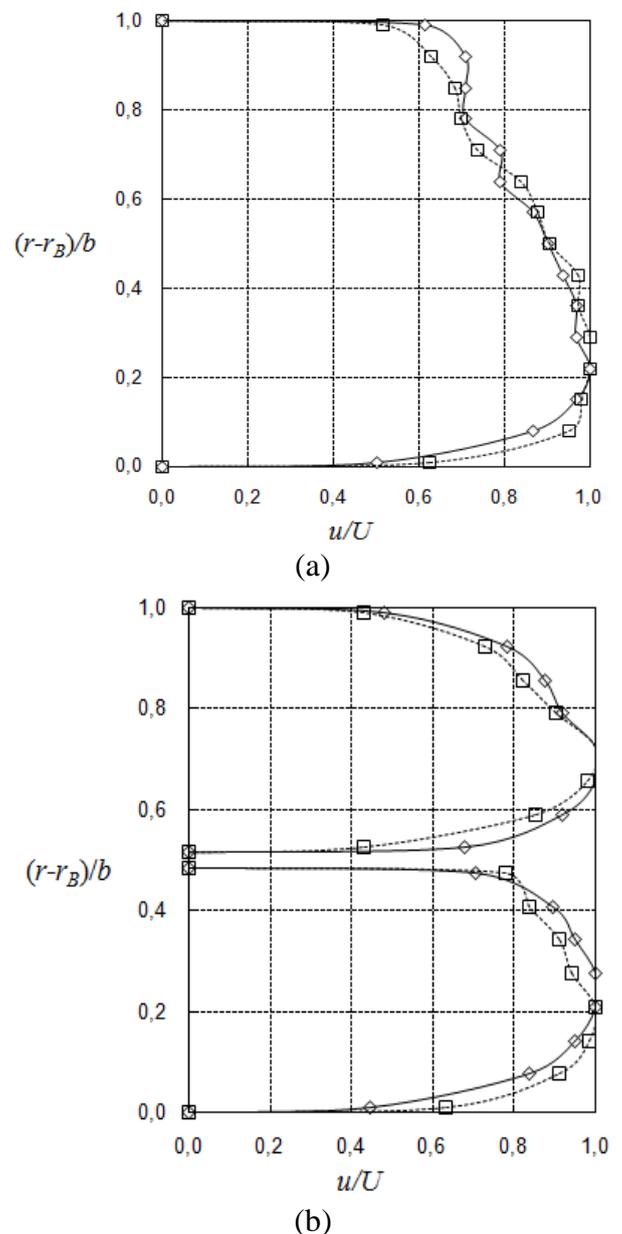
Pengaruh dari peningkatan bilangan Reynolds terhadap kerugian tekanan didalam elbow tanpa sudu pengarah dan dengan satu sudu pengarah dirangkum pada Tabel 1. Data diambil dari hasil studi peneliti sebelumnya, antara lain dari Farida [8] dan dari Affan [9]. Didalam Tabel 1, data dipresentasikan dalam bentuk koefisien tekanan ( $\Delta C_p$ ) dan dalam bentuk penurunan tekanan ( $\Delta p$ ). Pada tabel 1 terlihat bahwa penambahan sudu pengarah memberikan dampak positif, yaitu pengurangan kerugian tekanan, hanya untuk penambahan dengan satu sudu pengarah dan terjadi pada bilangan Reynolds yang rendah ( $Re_{DH} = 21000$ ). Thoha [3] menunjukkan bahwa  $\Delta C_p$  didalam Tabel 1 juga mengindikasikan koefisien kerugian minor dari elbow ( $K_{elbow}$ ) yang bersangkutan, atau

$$\Delta C_p = C_{p_o} - C_{p_i} = K_{elbow}, \dots \dots \dots (1)$$

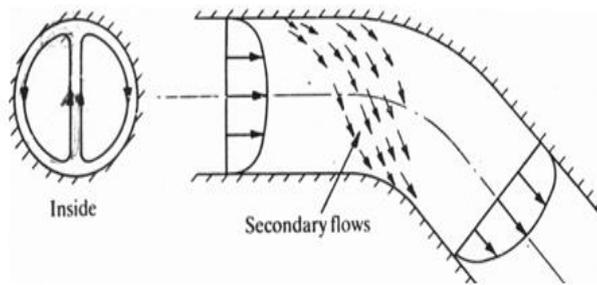
dimana  $C_{p_o}$  = koefisien tekanan pada radius terbesar dan  $C_{p_i}$  = koefisien tekanan pada radius terkecil.

### Aliran Sekunder

Seperti telah disebutkan didepan, terjadinya perbedaan tekanan antara pada sisi radius terbesar dengan pada sisi radius terkecil berpotensi timbulnya aliran sekunder pada penampang sebuah elbow. Aliran sekunder ini berinteraksi dengan aliran utama yang menimbulkan aliran yang bergerak seperti terpilin. Miller [10] mengilustrasikan aliran sekunder tersebut seperti terlihat pada Gambar 11. Aliran sekunder ini juga bisa dikatakan akibat adanya perbedaan kandungan energi total aliran pada sisi yang dekat dengan radius terbesar dengan pada sisi yang dekat dengan radius terkecil. Aliran yang dekat dengan dinding secara praktis memiliki energi kinetik yang rendah. Untuk sebuah elbow dengan ukuran yang kecil, perbedaan energi potensial aliran pada sisi yang dekat dengan radius terbesar dengan pada sisi yang dekat dengan radius terkecil juga bisa diabaikan. Oleh karena itu, perbedaan tekanan statis bisa dikatakan memendekati harga perbedaan energi total aliran pada kedua sisi dinding tersebut



**Gambar 10.** Distribusi kecepatan elbow tanpa sudu pengarah (a) dan dengan sudu pengarah (b) pada  $Re_{DH} = 21000$  ( $\square$ ) dan  $84000$  ( $\triangle$ ) pada penampang 3 atau *B-B*'



**Gambar 11.** Ilustrasi aliran sekunder didalam elbow sirkular [10]

#### 4. KESIMPULAN

Kesimpulan yang dapat diambil dari studi kali ini antara lain:

- Selalu terjadi aliran sekunder didalam elbow yang mengakibatkan terjadinya peningkatan kerugian tekanan dibandingkan dengan saluran yang lurus.
- Potensi terjadinya aliran sekunder bisa dikurangi dengan penambahan sudu-sudu pengarah.
- Tidak setiap elbow dengan tambahan sudu pengarah memiliki kerugian tekanan yang lebih rendah dibandingkan dengan elbow tanpa sudu pengarah.
- Penambahan sudu pengarah hanya berdampak positif hanya pada bilangan Reynolds rendah (didalam studi ini  $Re_{DH} = 21000$ ) dan untuk satu sudu pengarah.

#### DAFTAR PUSTAKA

- Cheng, D. Y., 1994, "Laminar Flow Elbow System and Method", *U.S. Patent Documents*, No. 5,323,661.
- Kim, W. J. & Patel, C., 1994, "Influence of Streamwise Curvature On Longitudinal Vortices Imbeded in Turbulent Boundary Layers", *J. Computer Fluid*, Vol. 23, pp. 647-673.

- Thoha, Indra U., 2012, "Studi Pengaruh Penambahan Partial Guide Vane terhadap Pressure Drop Aliran didalam Horizontal Rectangular Elbow  $90^\circ$ , Studi Kasus Untuk Bilangan Reynolds  $Re_{Dh} = 1,4 \times 10^5$  dan Lebar Guide Vane 5 mm", *Tugas Akhir*, Jurusan Teknik Mesin, FTI-ITS, Surabaya.
- Sutardi & Amalina R., 2011, "Studi Eksperimen dan Numerik tentang Pressure Drop Aliran didalam Rectangular Elbow  $90^\circ$  dengan Guide Vane pada  $Re = 140000$ ", *Seminar Nasional Teknik Mesin 6*, Universitas Kristen Petra, 16 Juni, Surabaya, Indonesia.
- Sutardi, Wawan Aries W., Nadia N., & Puspita, K., 2010, "Numerical and Experimental Study on the Effect of Guide Vane Insertion on the Flow Characteristics in a  $90^\circ$  Rectangular Elbow", *Proc. International Conference on Cooling and Heating Technologies, ICCHT 2010*, Bandung, 9-11 Dec.
- Sutardi, Wawan, A. W., Farida, R. P., & Amir H., 2009, "Karakteristik Aliran Fluida didalam Elbow  $90^\circ$  Berpenampang Persegi dengan Penambahan Sudu Pengarah", *Jurnal Teknik Mesin*, Vol. 9, No. 3, pp. 156-168.
- Crane Company, 1982, "Flow of Fluids through Valves, Fitting, and Pipes", Technical Paper No. 410, New York.
- Farida, R. P., 2008, "Studi Eksperimental Pengaruh Penambahan Guide Vane terhadap Pressure Drop Aliran didalam Rectangular Elbow  $90^\circ$ ", *Tugas Akhir*, Jurusan Teknik Mesin, FTI-ITS, Surabaya.
- Affan, Ibnu, 2009, "Studi Eksperimen dan Numerik tentang Pengaruh Penambahan Satu Guide Vane terhadap Pressure Drop Aliran didalam Rectangular Elbow  $90^\circ$ , Studi Kasus Untuk Bilangan Reynolds,  $Re_{Dh} = 120000$ ", *Tugas Akhir*, Jurusan Teknik Mesin, FTI-ITS, Surabaya.
- Miller, D.S., 1990, "Internal Flow Systems", 2<sup>nd</sup> edition, BHRA (Information Service).



## KAJI EKSPERIMENTAL PENGHEMATAN ENERGI PADA *MINI FREEZER* MENGUNAKAN REFRIGERAN SEKUNDER

Triaji Pangripto Pramudantoro<sup>1)</sup>, Markus<sup>2)</sup>, Rudi Rustandi<sup>3)</sup>, Sumeru<sup>4)</sup>

Jurusan Refrigerasi & Tata Udara Politeknik Negeri Bandung<sup>1,2,3,4)</sup>

Jalan. Gegerkalong Hilir Ciwaruga, Bandung 40012. Indonesia<sup>1,2,3,3)</sup>

Phone: 0062-22-2013789, Fax: 0062-22-2013889<sup>1,2,3,4)</sup>

E-mail : triajipangripto@gmail.com<sup>1)</sup>, markus.polban@gmail.com<sup>2)</sup>,  
rustandis@gmail.com<sup>3)</sup>, sumeru84@gmail.com<sup>4)</sup>

### ABSTRAK

*Freezer pada penelitian ini adalah tempat untuk menyimpan produk pada temperatur di bawah 0°C yang banyak terdapat di toko-toko kecil, menengah hingga supermall. Umumnya freezer tersebut menggunakan sistem refrigerasi kompresi uap dengan refrigeran primer R22 sebagai fluida kerjanya dengan kapasitas kompresor 1 HP (0.75 kW). Untuk toko-toko kecil, freezer dengan kapasitas sebesar itu selain akan mengkonsumsi sebagian besar daya yang tersedia juga menyebabkan biaya operasional yang relatif besar. Pada penelitian ini telah dibuat freezer dengan kapasitas dan dimensi kabin yang lebih kecil dari yang terdapat di pasaran, dan dinamakan mini freezer. Dengan menggunakan kompresor 1/3 HP (0.25 kW) dan dilengkapi dengan refrigeran sekunder maka mini freezer cocok digunakan pada toko-toko kecil karena akan menghemat konsumsi energi listrik. Oleh karena refrigeran sekunder memiliki kalor spesifik yang lebih besar dari refrigeran primer, maka penggunaan refrigeran sekunder akan mempertahankan temperatur kabin lebih lama, sehingga dapat menghemat pemakaian energi listrik oleh mini freezer. Pengujian dilakukan dengan fluida kerja R290 sebagai refrigeran primer dan campuran air (80%) dan propylene glycol (20%) sebagai refrigeran sekunder. Hasil pengujian dengan menggunakan beban pendinginan yang sama, temperatur kabin -18°C lebih cepat tercapai tanpa refrigeran sekunder yaitu 57 menit dibanding dengan menggunakan refrigeran sekunder yaitu 210 menit. Namun untuk selanjutnya, siklus "ON dan OFF" rata-rata pada mini freezer tanpa refrigeran sekunder adalah 11 dan 20,7 menit, dan dengan refrigeran sekunder adalah 75,5 dan 355 menit. Sedangkan konsumsi energi listrik rata-rata pada saat "ON" berturut-turut untuk tanpa dan dengan refrigeran sekunder adalah sebesar 0,075 kWh dan 0,5 kWh. Bila mini freezer dioperasikan selama 24 jam, maka frekuensi "ON" pada tanpa dan dengan refrigeran sekunder adalah sekitar 48,5 kali dan 3,3 kali. Dengan demikian, konsumsi energi listrik rata-rata pada mini freezer tanpa dan dengan refrigeran sekunder selama 24 jam berturut-turut adalah 3,64 kWh dan 1.65 kWh.*

**Kata kunci:** mini freezer, refrigeran sekunder, R290, makalah, seminar nasional, teknik mesin 8.

### 1. PENDAHULUAN

*Freezer* adalah suatu mesin refrigerasi pembuat atau penyimpan produk beku yang banyak dijumpai penggunaannya di *super market* dan toko atau penjual makanan beku, seperti penjual es krim. Sedangkan *mini freezer* yang dimaksudkan pada penelitian ini adalah *freezer* kecil sebagai penyimpan es krim pada toko-toko kecil. *Mini freezer* umumnya menggunakan sistem refrigerasi kompresi uap dengan ekspansi langsung (*direct expansion*) dan pada umumnya menggunakan refrigeran CFC, HFC atau HCFC. Dengan sistem ekspansi langsung ini maka kompresor sering "on-off" mengikuti beban pendinginan pada lingkungan. Secara teoritis, seringnya "on-off" pada kompresor akan meningkatkan konsumsi energi listrik. Penggunaan *secondary refrigerant* pada *minifreezer* diharapkan dapat menurunkan biaya operasional, karena *secondary refrigerant* dapat mempertahankan temperatur di dalam kabin lebih lama dibanding sistem menggunakan *primary refrigerant*.

Pada umumnya *freezer* yang digunakan pada toko kecil, menengah hingga *supermall* memiliki kapasitas kompresor 1 HP (0.75 kW). Untuk toko sedang maupun *supermall*, *freezer* dengan kapasitas sebesar ini tidak masalah, namun tidak demikian untuk toko kecil. Pada toko kecil, biasanya berlangganan PLN dengan daya yang rendah, sehingga

penggunaan 0.75 kW hampir menyerap sebagian besar daya listrik yang terpakai. Pada penelitian ini dirancang bangun *mini freezer* berdaya rendah, dengan kapasitas kompresor 0.25 kW dengan menggunakan *secondary refrigerant* untuk menghemat biaya operasional.

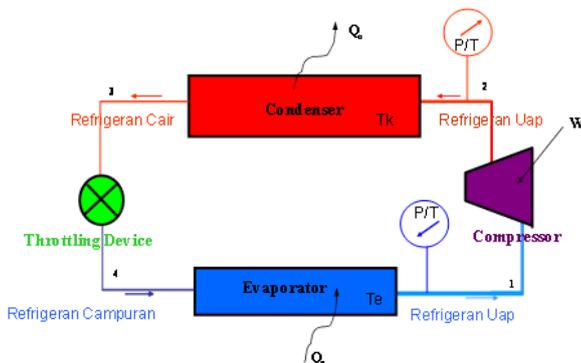
Refrigeran R22 adalah keluarga HCFC (hydrochloro-fluorocarbon), walaupun refrigeran ini masih banyak digunakan, namun dalam waktu dekat juga harus dihapuskan, karena memiliki sifat pemanasan global yang relatif menengah. Menurut Montreal Protocol, HCFC22 harus dihapuskan pada tahun 2030 [2]. Di Eropa, HCFC telah tidak digunakan pada mesin refrigerasi baru dengan kapasitas di bawah 100 kW mulai tahun 2002, dan total *phase out* dari HCFC direncanakan pada tahun 2015. Berdasarkan penelitian ditemukan bahwa refrigeran propane (R290) dapat digunakan sebagai pengganti refrigeran R22 [2]; [6].

Penelitian yang telah dilakukan oleh [2], menemukan hasil bahwa penggantian (*drop-in*) R22 dengan R290 pada mesin refrigerasi dapat meningkatkan *coefficient of performance* (COP) sebesar 9.7%. [6] melaporkan bahwa penggantian refrigeran dari R22 ke R290 diperlukan penggantian panjang pipa kapiler dan menemukan bahwa terjadi kenaikan *energy efficiency ratio* (EER) dari R22 ke R290 sebesar 8.5%.

Sistem refrigerasi menggunakan refrigeran sekunder umum digunakan pada unit yang besar, seperti pada pembuatan es balok. Penggunaan refrigeran sekunder diharapkan akan mampu mempertahankan temperatur kabin tetap rendah lebih lama dibanding dengan sistem yang menggunakan ekspansi langsung (*primary refrigerant*). Kemampuan mempertahankan temperatur kabin lebih lama diharapkan mengakibatkan konsumsi energi listrik lebih rendah. Dengan demikian kerja kompresor diharapkan akan memiliki rentang waktu yang cukup lama antara saat hidup dan saat mati, semakin lama perioda saat mati pada sistem refrigerasi maka catu daya yang tersedia dapat dimanfaatkan untuk keperluan yang lain [4].

## 2. SISTEM SECONDARY REFRIGERANT

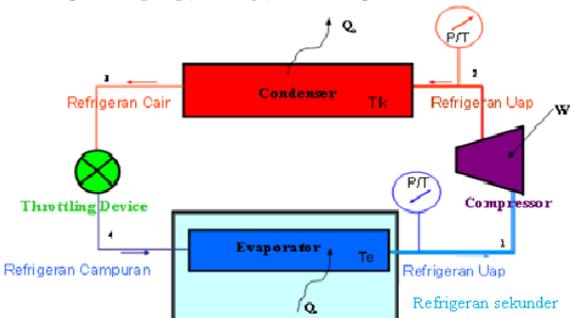
Sistem refrigerasi kompresi uap terdiri dari empat komponen utama, yaitu kompresor, kondenser, alat ekspansi dan evaporator, seperti yang terlihat pada Gambar 1.



**Gambar 1.** Gambar skematik sistem refrigerasi kompresi uap

Apabila evaporator secara langsung mendinginkan produk yang akan diturunkan temperaturnya maka sistem tersebut disebut *direct expansion*. Sedangkan, apabila evaporator mendinginkan *secondary refrigerant* (umumnya air dicampur dengan larutan garam), dan *secondary refrigerant* yang mendinginkan produk, maka sistem tersebut disebut *indirect expansion*, seperti yang terlihat pada Gambar 2 [1].

Refrigeran yang mengalir di dalam sistem refrigerasi pada Gambar 1 disebut *primary refrigerant*. Refrigeran primer yang saat ini umum digunakan adalah dari keluarga CFC (chlorofluorocarbon), HFC (hydrofluorocarbon), HCFC (hydrochlorofluorocarbon) dan HC (hydrocarbon). Sedangkan *secondary refrigerant* adalah campuran air dengan larutan garam (*propylene glycol*) dengan konsentrasi tertentu.



**Gambar 2.** Sistem refrigerasi dengan refrigeran sekunder

Sistem refrigerasi menggunakan refrigeran sekunder banyak digunakan pada industri-industri besar, baik untuk membuat es balok maupun untuk menyimpan produk. Refrigeran sekunder digunakan sebagai media transfer energi kalor dari evaporator ke produk yang didinginkan. Di sisi lain keuntungan sistem refrigerasi dengan refrigeran sekunder dibandingkan sistem refrigerasi langsung pada mesin refrigerasi unit besar adalah konstruksi pemipaan pada sistem refrigerasi langsung dalam bentuk "*factory built unit*" dapat dihindari dan instalasi pemipaan pada *cooling unit* akan menjadi lebih sederhana. Pada sistem tak langsung atau menggunakan refrigeran sekunder memungkinkan merancang unit sistem refrigerasi lebih kompak dengan jumlah refrigeran yang lebih sedikit. Beberapa persyaratan yang harus dipenuhi dalam pemilihan refrigeran sekunder diantaranya harus memiliki sifat-sifat termofisik yang baik, nilai kalor spesifik dan konduktifitas termal yang tinggi tetapi kekentalannya rendah pada kondisi temperatur pengoperasian. Sehingga dengan demikian diharapkan mampu sebagai media transport energi kalor yang besar dengan perubahan temperatur yang kecil. Dalam beberapa penelitian yang sedang berkembang saat ini refrigeran sekunder banyak diteliti berupa *ice-slurry* sebagai media transportasi energi kalor pada proses pendinginan produk di supermarket [4].

### Refrigeran Sekunder

Air adalah refrigeran sekunder yang sangat baik namun aplikasinya hanya sesuai untuk temperatur minimal sekitar 4°C. Sehingga untuk penerapan pada sistem pendinginan untuk pembekuan memerlukan fluida pendingin yang sesuai dan memiliki temperatur pembekuan dibawah 0°C. Beberapa persyaratan sebagai refrigeran sekunder yang harus dipertimbangkan, diantaranya adalah:

1. *Freezing point* dapat dikatakan sebagai titik pembentukan kristal saat perubahan bentuk fluida dari fasa cair menjadi fasa padat. Pada pelaksanaan dilapangan biasanya dipilih temperatur pembekuan berkisar 5°C hingga 10°C lebih rendah dari temperatur pengoperasiannya.
2. *Density* adalah sifat yang dapat menentukan tingkat konsentrasi yang harus dipertimbangkan sebagai fluida campuran sehingga kondisi fluida akan dapat dengan mudah untuk dilihat.
3. Viskositas adalah sifat yang sangat penting apabila refrigeran sekunder tersebut akan diperlakukan sebagai media pendingin yang dialirkan dengan pompa, dengan mengetahui viskositas fluida pendingin akan sangat membantu dalam penentuan ukuran pipa dan pompa.
4. Kapasitas kalor spesifik kalau bisa setinggi mungkin sehingga untuk mengatasi beban pendinginan cukup memerlukan fluida pendingin sedikit. Semakin sedikit fluida pendingin maka tempat yang diperlukan semakin kecil demikian juga ukuran pipa dan pompa.
5. Konduktifitas termal harus setinggi mungkin agar tercapai efisiensi perpindahan kalor yang baik sehingga akan terjadi penurunan perbedaan temperatur yang cepat antara fluida pendingin dengan pipa evaporator.

Selain sifat-sifat di atas, refrigeran sekunder harus memiliki sifat yang tidak merugikan saat digunakan, seperti tidak korosif, beracun, beraroma menyengat dan ramah lingkungan. Refrigeran sekunder yang paling banyak digunakan dapat dilihat pada Tabel 1.

**Tabel 1.** Campuran air dengan refrigeran sekunder [5].

Description	Concentration Freezing Temperature(%)		
	-15°C	-30°C	-40°C
Ethylene Glycol/Water	30.5	45.5	52.8
Propylene Glycol/Water	33.0	48.0	54.0
Ethyl Alcohol/water	24.5	40.9	53.1
Methyl Alcohol/Water	20.0	33.6	41.0
Glycerol/Water	39.5	56.0	63.0
Ammonia/Water	10.8	17.7	21.1
Potassium Carbonat/Water	27.0	36.6	-
Calcium Chloride/Water	17.9	25.4	28.3
Magnesium Chloride/Water	14.0	20.5	-
Sodium Chloride/Water	18.8	-	-
Potassium Acetate/Water	24.0	34.0	39.0
Potassium Formate/Water	24.0	36.0	41.0

[3] menjelaskan bahwa refrigeran sekunder tersebut selain harus memiliki persyaratan-persyaratan yang mendasar seperti yang telah disebutkan sebelumnya, bahwa faktor korosif haruslah menjadi bahan pertimbangan dalam memilih jenis refrigeran sekunder. Fluida pendingin seperti air-garam merupakan jenis *brine* yang sangat baik, tidak beracun, dan mudah didapat, namun memiliki sifat korosif cukup tinggi sehingga perlu dicari alternatif lain yang memiliki sifat yang mendekati dan disesuaikan dengan maksud dan fungsi penggunaan refrigeran sekunder tersebut. Salah satu *secondary refrigerant* yang ideal adalah campuran *propylene glycol* dengan air. Sifat-sifat fisik dari fluida kerja *secondary refrigerant* terlihat seperti pada Tabel 2.

**Tabel 2.** Sifat-sifat dasar fluida *secondary refrigerant* [3].

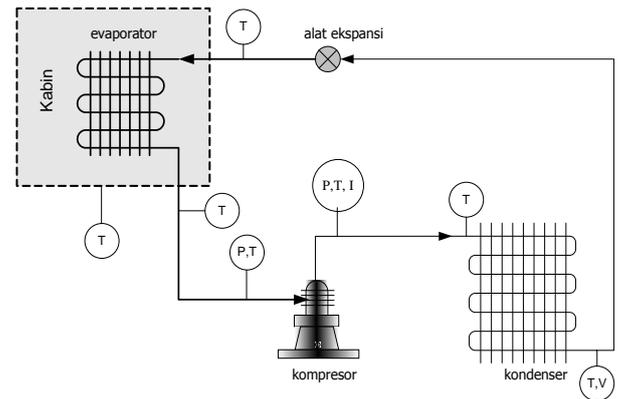
	Inorganic Salt		Glycol		Organic Salt	
	CaCl <sub>2</sub>	EG*	PG*	K-Ac*	K-F*	
Antifreeze	28.3%	50%	54%	39%	41%	
Heat Transfer	excellent	reguler	poor	good	excellent	
Viscosity	Very low	high	high	low	Very low	
Corrosivity	Very high	low	low	moderate	moderate	
Toxicity	Food-safe	toxic	Food-safe	Food-safe	Food-safe	
Cost	Very low	low	high	low	low	

Note: \*EG=Ethylene Glycol, PG=Propylene Glycol, K-Ac=Potassium Acetate, K-F=Potassium Formate.

### 3. METODOLOGI

Kajian utama pada penelitian ini adalah penghematan konsumsi energi listrik pada *mini freezer* akibat menggunakan *secondary refrigerant* dibanding dengan menggunakan *primary refrigerant*. Refrigeran primer yang digunakan pada penelitian ini adalah R290 (propana). Perbandingan konsumsi energi listrik pada mini freezer saat menggunakan fluida kerja R22 dan R290 tidak dilakukan analisis, mengingat telah disebutkan pada bagian depan bahwa telah banyak penelitian yang menunjukkan keunggulan penggunaan R290 sebagai pengganti R22.

Pada penelitian ini digunakan kompresor dengan kapasitas 0.25 kW. Titik pengukuran pada penelitian ini terlihat seperti pada Gambar 3.

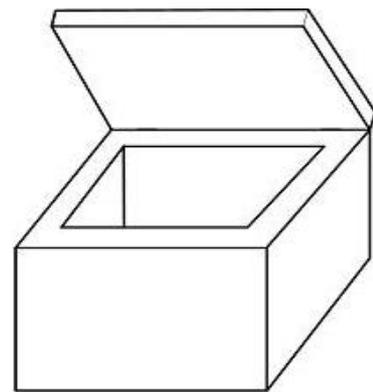
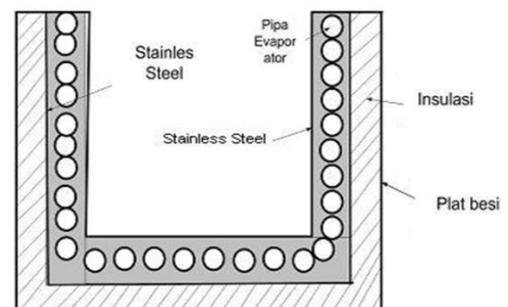


dimana:

P=tekanan, T= temperature, I=aruslistrik,  
V=kecepatanaliranrefrigerant

**Gambar 3.** Posisi titik pengukuran pada sistem refrigerasi

Konstruksi kabin *mini freezer* yang digunakan pada penelitian ini terlihat pada Gambar 4, dengan dimensi (PxLxT) 0.60x0.40x0.45 meter. Sedangkan gambar potongan konstruksi kabin *mini freezer* terlihat seperti pada Gambar 5.


**Gambar 4.** Konstruksi kabin *mini freezer*

**Gambar 5.** Potongan konstruksi kabin *mini freezer*

Diprediksi, *mini freezer* hasil rancangan dapat menggantikan *freezer* yang telah ada di toko-toko penjual es *cream*, karena selain menggunakan daya kompresor yang relatif kecil juga memerlukan biaya operasional yang lebih rendah dibanding mesin pendingin sebelumnya. Untuk mendapatkan mesin refrigerasi dengan kinerja yang lebih efisien maka ada beberapa hal yang dilakukan, yaitu:

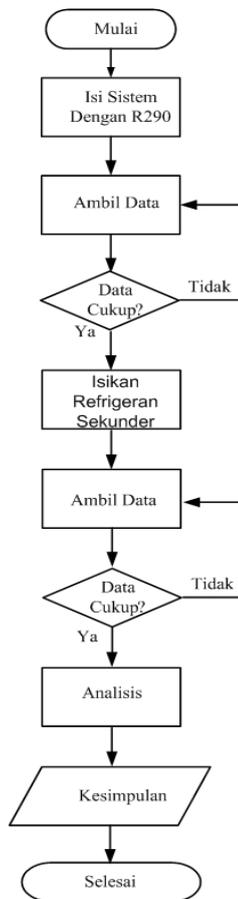
1. Menggunakan *primary refrigerant* dari keluarga hydrocarbon (HC), yaitu propana (R290). Beberapa penelitian yang telah disebutkan di depan menunjukkan bahwa

penggunaan refrigeran HC sebagai pengganti HCFC dapat meningkatkan COP sistem.

- Menentukan konsentrasi *secondary refrigerant*. Seperti yang telah disebutkan di depan, pada penelitian ini digunakan *secondary refrigerant* campuran antara air dengan *propylene glycol*. Dengan konsentrasi 20% *propylene glycol* dan 80% air.

Untuk mengetahui potensi penghematan konsumsi daya listrik pada *mini freezer* akibat penggunaan *secondary refrigerant*, maka sistem dioperasikan dalam jangka waktu tertentu yang cukup lama (24 atau 48 jam *non-stop*). Konsumsi energi listrik *mini freezer* saat menggunakan *primary refrigerant* dibandingkan dengan saat *mini freezer* memakai *secondary refrigerant*.

Diagram alir dari penelitian ini terlihat pada Gambar 6.



Gambar 6. Diagram alir penelitian

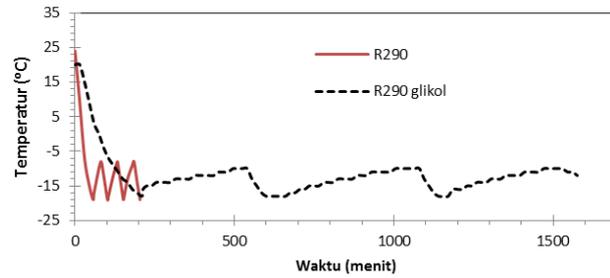
## 4. HASIL DAN PEMBAHASAN

### Laju penurunan temperature pada kabin

Untuk melihat terjadinya penghematan akibat adanya *secondary refrigerant system*, pada penelitian ini akan dilakukan pengamatan siklus "ON-OFF" sebanyak tiga kali siklus. Pada saat "ON", sistem refrigerasi mengkonsumsi listrik, sedangkan pada saat "OFF", sistem dalam kondisi mati. Semakin lama periode "OFF" maka semakin rendah pula konsumsi energi listrik pada sistem.

Gambar 7 memperlihatkan laju penurunan temperatur yang terjadi di dalam kabin freezer. Pada kurva dapat dilihat laju perubahan temperatur yang terjadi pada sistem

refrigerasi yang tidak dilengkapi dengan refrigeran sekunder berjalan lebih cepat dibandingkan dengan sistem yang dilengkapi dengan refrigeran sekunder.

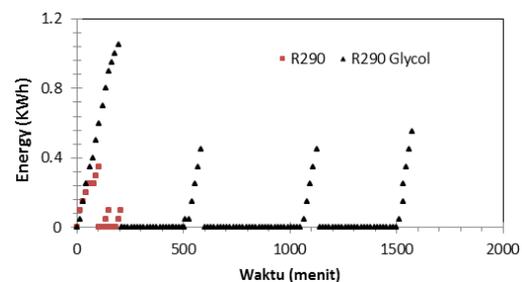


Gambar 7. Laju penurunan temperatur di dalam kabin

Laju pendinginan pada sistem yang tidak dilengkapi refrigeran sekunder terjadi sekitar 49 menit sekali, sementara pada sistem yang dilengkapi dengan *secondary refrigerant* terjadi setiap sekitar 460 menit sekali. Sehingga dalam satu hari terjadi kondisi *cut-out* dan *cut-in* untuk sistem yang tidak dilengkapi refrigeran sekunder adalah sebanyak 30 kali sedangkan untuk sistem yang dilengkapi refrigeran sekunder adalah sebanyak 3 kali saja. Disini yang lain kemampuan kabin pendingin mempertahankan temperatur yang dikehendaki adalah, untuk sistem yang tanpa dilengkapi refrigeran sekunder sekitar 29 Menit setiap periode, sementara pada sistem yang dilengkapi dengan refrigeran sekunder sekitar 395 menit per periode. Sehingga dalam satu hari (24 jam) kemampuan sistem mempertahankan waktu pendinginan (*cut-out*) pada sistem tanpa refrigeran sekunder adalah sekitar 14,2 jam dan *operating time (cut-in)* selama 9,8 jam, sedangkan kemampuan sistem mempertahankan waktu pendinginan (*cut-out*) pada sistem yang dilengkapi dengan refrigeran sekunder adalah sekitar 20,6 jam dan *operating time (cut-in)* selama 3,4 jam. Dengan demikian dapat dikatakan akibat adanya refrigeran sekunder di sekeliling kabin pendingin berakibat temperatur di dalam kabin dapat dipertahankan tetap rendah dalam periode yang lebih lama.

### Konsumsi energi listrik terpakai

Pengurangan konsumsi energi listrik oleh suatu sistem adalah tujuan utama dari suatu penelitian. Semakin besar pengurangan konsumsi listrik, maka semakin efisien sistem yang dikembangkan. Perbandingan konsumsi energi listrik (kWh) pada *mini freezer* saat menggunakan refrigeran primer dan sekunder terlihat seperti pada Gambar 8.



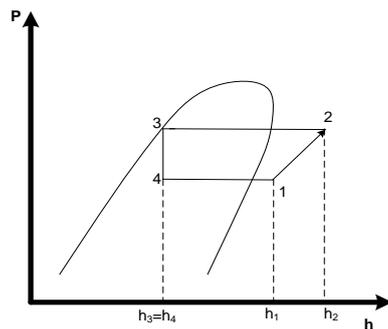
Gambar 8. Konsumsi energi setiap periode

Pada Gambar 8 diperlihatkan konsumsi energi listrik yang terukur ketika sistem dalam keadaan *OFF cycle* dan *ON Cycle*. Pada saat *Off-cycle* konsumsi energi listrik adalah nol,

sementara pada saat sistem *ON-cycle* diperoleh harga untuk sistem yang tidak dilengkapi dengan refrigeran sekunder adalah sekitar 0,075 kWh untuk setiap periode sedangkan pada unit mesin yang dilengkapi dengan refrigeran sekunder adalah sekitar 0,5 kWh per periode. Dari pembahasan sebelumnya telah diuraikan bahwa periode *ON-OFF cycle* yang terjadi pada sistem yang tidak dilengkapi dengan refrigeran sekunder adalah sekitar 30 kali dalam satu hari, sementara pada sistem yang dilengkapi dengan refrigeran sekunder adalah sekitar 3 kali dalam sehari. Sehingga konsumsi energi listrik yang diperlukan oleh sistem untuk mengoperasikan mesin dalam satu hari dapat dihitung dengan hasil sebagai berikut: untuk mesin yang tidak dilengkapi dengan refrigeran sekunder memerlukan energi listrik sebesar  $30 \times 0,075 \text{ kWh} = 2,25 \text{ kWh}$  per hari sementara untuk mesin yang dilengkapi dengan refrigeran sekunder memerlukan energi listrik sebesar  $3 \times 0,5 \text{ kWh} = 1,5 \text{ kWh}$ . Dengan demikian, penghematan konsumsi energi listrik akibat penggunaan refrigeran sekunder adalah  $(2,25 - 1,5) / 2,25 = 33,3\%$ .

### Kinerja (COP) mesin *mini freezer*

Data-data yang diperoleh selama pengukuran seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3, bila diplotkan pada diagram Ph (*pressure vs enthalpy*) akan didapat Gambar 9.



Gambar 9. Siklus refrigerasi kompresi uap pada diagram Ph

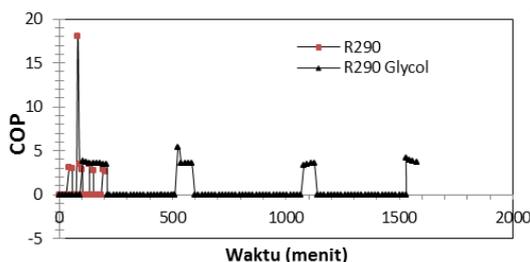
Berdasarkan Gambar 9, persamaan untuk menghitung COP (*coefficient of performance*) adalah:

$$COP = \frac{\text{Kapasitas pendinginan}}{\text{Kerja kompresor}} \dots \dots \dots (1)$$

atau,

$$COP = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \dots \dots \dots (2)$$

Dengan menggunakan persamaan (2) didapat grafik seperti pada Gambar 10.



Gambar 10. COP sistem selama beroperasi

Gambar 10 menunjukkan nilai COP mesin *mini freezer* selama mesin beroperasi. Analisis dilakukan setelah mesin dalam keadaan *steady*, artinya pada kondisi awal mesin beroperasi dan temperature kabin belum tercapai sesuai dengan *setting* temperatur yang diinginkan maka kondisi tersebut masih dalam keadaan transien sehingga data yang diamati dapat dikatakan belum memenuhi syarat sebagai data yang valid.

Dari hasil perhitungan diperoleh nilai COP untuk mesin *mini freezer* yang tidak dilengkapi dengan refrigeran sekunder rata-rata adalah sekitar 3,01 sementara untuk mesin *mini freezer* yang dilengkapi dengan refrigeran sekunder adalah rata-rata sebesar 3,58. Nilai COP yang lebih tinggi merupakan salah satu indikasi bahwa mesin tersebut dapat dikatakan lebih baik, dalam hal ini mesin *mini freezer* yang dilengkapi dengan refrigeran sekunder memiliki kinerja yang lebih baik dibandingkan dengan mesin *mini freezer* yang tidak dilengkapi dengan refrigeran sekunder.

## 5. KESIMPULAN

Kesimpulan dari hasil penelitian ini adalah:

1. Mesin yang dilengkapi dengan refrigeran sekunder dapat menghemat energi listrik sekitar 33,5%.
2. Kemampuan mempertahankan temperatur rancangan (*off-cycle*) dalam satu hari untuk mesin *mini freezer* yang dilengkapi dengan refrigeran sekunder adalah 20,6 jam sementara yang tidak dilengkapi refrigeran sekunder hanya 14,2 jam.
3. *Coefficient of Performance* mesin *mini freezer* yang dilengkapi dengan refrigerant sekunder lebih baik dibandingkan dengan mesin *mini freezer* yang tidak dilengkapi refrigeran sekunder, masing-masing adalah 3,58 dan 3,01.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] ASHRAE, 2001, "ASHRAE Handbook of Fundamental", American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta.
- [2] Devotta S, Padalkar, AW, Sane NK. Performance assessment of HC-22 as a drop-in substitute to HCFC-22 in a window air conditioner. International Journal of Refrigeration, 2005;28:594-604.
- [3] Hillerns, F., 2001, TYFOROP GmbH, Hamburg, "Thermophysical Properties and Corrosion Behaviour of Secondary Coolants", 2001 ASHRAE WINTER Meeting, Atlanta, GA, January 28-31.
- [4] Melinder, A.2008, "Update on refrigeransekunders for indirect system", Dept. of Energy Technology, Div. of Applied Thermodynamics and Refrigeration The Royal Institute of Technology (KTH), Stockholm, Sweden, E-mail:ake@thermo.kth.se.
- [5] Zafer, U., 2003, "Secondary Refrigeration European Experiences, 2003 ASHRAE Winter meeting Chicago", USA, Environmental Process Systems Limited Unit 32, Mere View Industrial Estate, Yaxley, Cambridgeshire, PE7 3HS
- [6] Zhou G, Zhang Y. Performance of a split-type air conditioner matched with coiled adiabatic capillary tube using HCFC22 and HC290. Applied Energy, 2010;87:1522-1528



## STUDI EKSPERIMEN NOSEL BERPUTAR SEBAGAI PENELITIAN PENDAHULUAN DALAM PERBAIKAN PROSES DESALINASI

Hery Sonawan<sup>1</sup>, Abdurrachim Halim, Nathanael P. Tandian, Sigit Yuwono

Program Studi Teknik Mesin FTMD Institut Teknologi Bandung

Jl. Ganesha No. 10, Bandung

E-mail : hsonawan@ymail.com<sup>1</sup>

### ABSTRAK

Penelitian pendahuluan tentang perbaikan proses desalinasi yang menggunakan nosel berputar telah dilakukan. Nosel berputar digunakan dalam proses desalinasi ditujukan untuk meningkatkan produksi kondensat dari hasil evaporasi droplet halus yang dikondensasi.

Eksperimen dilakukan untuk mendapatkan model rotor-nosel berputar yang menghasilkan prosentase droplet halus tertinggi dan memperoleh persamaan empirik yang menghubungkan bilangan-bilangan tak berdimensi. Eksperimen dilakukan setelah melakukan kaji teoritik analisis dimensional terhadap tujuh variabel. Celah nosel, putaran rotor, jari-jari rotor, beda tekanan, sudut semprot, dan laju aliran massa air umpan merupakan variabel bebas dan produksi/prosentase droplet sebagai variabel tak bebas.

Droplet dihasilkan dari peralatan uji yang terdiri dari tabung bertekanan, selang karet, rotor, nosel dan fan. Air umpan ditampung dalam sebuah tabung bertekanan kemudian udara dikompresikan ke dalam tabung tersebut hingga mencapai tekanan tertentu. Air umpan dari tabung bertekanan mengalir melalui selang karet menuju nosel. Tiga buah nosel yang dipasang pada rotor digunakan sebagai piranti penghasil droplet. Agar dihasilkan droplet lebih rapat dalam suatu volume tertentu maka rotor-nosel diputar dengan putaran tertentu. Droplet halus dari nosel ditiup oleh udara dari fan dengan arah tegak lurus. Droplet halus didefinisikan sebagai droplet melayang selama peniupan.

Produksi droplet halus dari nosel berputar diperoleh dengan teknik fotografi kuantitatif. Citra droplet ditangkap dengan kamera digital dengan teknik fotografi kecepatan tinggi dan continuous shutter. Untuk mengkuantifikasi jumlah droplet halus dari citra digital digunakan perangkat lunak pengolah citra. Hasil eksperimen menunjukkan bahwa jumlah droplet halus berhasil terkuantifikasi. Kuantitas droplet halus berada dalam kisaran 15% – 34% dari laju aliran massa air umpan dengan prosentase tertinggi dicapai pada model rotor dengan rasio celah – jari-jari rotor 0,00696, jari-jari rotor 115 mm, putaran rotor 42,9 rpm dan sudut semprot  $10^\circ$ . Selain itu diperoleh juga hubungan antar bilangan tak berdimensi yang membentuk model persamaan pangkat dengan koefisien korelasi ( $R^2$ ) sebesar 0,94.

**Kata kunci:** desalinasi, nosel berputar, analisis dimensional, droplet halus

### 1. PENDAHULUAN

Desalinasi adalah sebuah proses pemisahan yang digunakan untuk mengurangi kadar garam air laut (air asin) hingga level tertentu sehingga dihasilkan air bersih (air tawar). Selain itu, produksi sampingan dari proses desalinasi adalah air dengan kadar garam tinggi atau juga padatan garam [14]. Distilasi adalah salah satu metode desalinasi yang sudah sangat umum digunakan hingga saat ini. Dalam distilasi, air laut dipanaskan hingga membentuk uap dan kemudian dikondensasikan untuk menghasilkan air tawar. Semua proses distilasi seperti *multistage flash*, *multiple effect distillation* dan *vapor compression* memiliki prinsip dasar yang sama dimana tekanan uap air diturunkan agar terjadi pengabutan (*flashing*) pada temperatur rendah tanpa penambahan panas [16].

Penelitian ini dilatarbelakangi oleh sebuah sistem yang dikenal dengan *combined desalination and power generation system (CDP)* dan dikembangkan oleh Aliakbar dkk [3, 9]. Dalam penelitiannya, air asin panas dengan temperatur antara 90 - 150°C, yang berada dalam reservoir geothermal pada kedalaman antara 2.000 - 4.000 m dimanfaatkan sebagai fluida kerja. Proyek patungan yang dikerjakan itu ditujukan untuk mengembangkan sebuah sistem geothermal ganda

yang efisien yang menggunakan air asin panas dari geothermal sebagai fluida umpan dan menghasilkan listrik dan air bersih secara bersamaan.

Penelitian pendahuluan dilaksanakan dengan mengadopsi konsep CDP tetapi dari sisi desalinasi saja tanpa sistem pembangkitan daya. Hal ini dilakukan untuk mendapatkan salah satu solusi dari permasalahan penyediaan air bersih di lingkungan sekitar pantai dan daerah terpencil di Indonesia.

Proses desalinasi yang menjadi fokus dalam penelitian ini ditujukan untuk memperoleh sebuah desain sistem desalinasi yang menggunakan sistem rotor dan nosel berputar. Rotor dan nosel berputar digunakan sebagai peralatan utama penghasil droplet halus untuk meningkatkan produktivitas uap dan akhirnya meningkatkan jumlah produksi kondensat. Hal ini merupakan perbaikan dan pengembangan dari sistem yang dikembangkan oleh Muthunayagam dkk [5] yang menggunakan nosel stasioner dalam memproduksi droplet halus. Produksi droplet yang dihasilkan dari rotor dan nosel berputar dapat meningkatkan kerapatan droplet di dalam ruang vakum karena kemampuan rotor dan nosel dalam menjangkau daerah yang lebih luas secara kontinyu. Droplet halus memiliki kemampuan untuk berevaporasi lebih baik karena memiliki rasio volume terhadap berat lebih besar. Evaporasi droplet yang optimal akan menghasilkan uap dan produksi uap akan meningkatkan laju kondensasi air tawar.

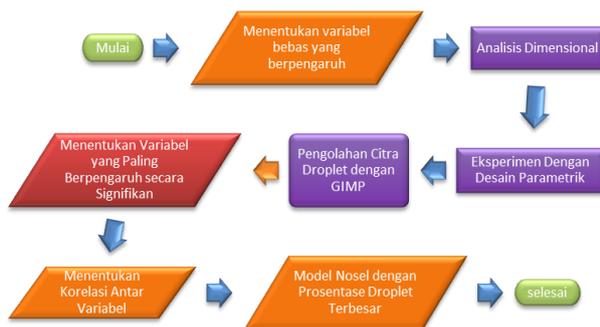
## 2. METODOLOGI

Penelitian dilaksanakan dengan mengikuti diagram alir di bawah ini (Gambar 1). Setelah menentukan variabel bebas yang berpengaruh terhadap produksi droplet yang keluar dari nosel, seluruh variabel diolah lebih lanjut dengan menerapkan analisis dimensional Pi Buckingham. Pelaksanaan eksperimen tidak hanya mengacu pada produk analisis dimensional tetapi juga mengkombinasikannya dengan desain parametrik.

Droplet dihasilkan dari peralatan uji yang terdiri dari tabung bertekanan, selang karet, rotor, nosel dan fan. Air umpan ditampung dalam sebuah tabung bertekanan kemudian udara dikompresikan ke dalam tabung tersebut hingga mencapai tekanan tertentu. Air umpan dari tabung bertekanan mengalir melalui selang karet menuju nosel. Tiga buah nosel yang dipasang pada rotor digunakan sebagai piranti penghasil droplet. Agar dihasilkan droplet lebih rapat dalam suatu volume tertentu maka rotor-nosel diputar dengan putaran tertentu. Droplet halus yang keluar dari nosel ditiup oleh udara dari fan dengan arah tegak lurus.

Data-data hasil eksperimen berupa citra droplet diperoleh dengan teknik fotografi kecepatan tinggi dan penangkapan citra secara kontinu (*continuous shooting*). Droplet yang "ditangkap secara digital" dalam eksperimen ini yaitu droplet berukuran halus dengan diameter kurang dari 100 mikron. Droplet jenis ini dapat diidentifikasi dengan mudah karena relatif mudah terpengaruh oleh kecepatan udara lebih dari 1,2 m/s. Oleh karenanya untuk menangkap citra droplet halus, kamera digital diarahkan pada semburan nosel berputar yang secara bersamaan ditiupkan udara dengan kecepatan antara 1,2 – 1,3 m/s. Selanjutnya eksperimen nosel berputar juga dilakukan tanpa tiupan udara. Perbedaan kedua citra droplet didefinisikan sebagai produksi droplet halus yang dinyatakan dalam prosentase (fotografi kuantitatif). Kedua citra droplet diolah dengan menggunakan perangkat lunak pengolahan citra. Citra droplet ditangkap dalam format monokrom (hitam-putih) dengan komposisi droplet berupa warna putih untuk hasil terbaik.

Setelah mendapatkan prosentase droplet halus di setiap tahap eksperimen, angka-angka itu dievaluasi lebih lanjut dengan metode algoritma Yates untuk menentukan variabel-variabel bebas yang paling berpengaruh. Selanjutnya dari data hasil eksperimen itu juga diperoleh korelasi antar bilangan tak berdimensi yang sebelumnya dihasilkan dari analisis dimensional. Korelasi terbaik dalam hal ini ditentukan berdasarkan model persamaan matematik dengan koefisien korelasi mendekati satu. Sedangkan model rotor terbaik adalah model rotor yang menghasilkan prosentase droplet halus tertinggi.



Gambar 1. Diagram Alir Penelitian

Variabel bebas yang dipilih berdasarkan pada hasil kajian literatur yang memiliki pengaruh terhadap produktivitas droplet antara lain jarak celah dalam nosel,  $\underline{G}$ ; putaran rotor,  $\underline{n}$ ; beda tekanan fluida dalam nosel,  $\underline{\Delta P}$ ; sudut semprotan,  $\underline{\alpha}$ ; laju aliran massa air umpan,  $\underline{\dot{m}_w}$ ; dan jari-jari rotor,  $\underline{R}$ . Keenam variabel bebas yang dianggap memiliki pengaruh terhadap produksi droplet halus ini menghasilkan empat buah bilangan tak berdimensi menurut analisis Pi Buckingham, yaitu:

$$\Pi_1 = f(\Pi_2, \Pi_3, \Pi_4)$$

$$\frac{\dot{m}_d}{\dot{m}_w} R^2 = f\left(\frac{R \cdot \Delta P}{\dot{m}_w \cdot n}, \frac{G}{R}, \alpha\right)$$

Karena variabel laju aliran massa air umpan ( $\dot{m}_w$ ) memiliki korelasi dengan  $\Delta P$  yaitu  $\dot{m}_w = K (\Delta P)^{0.5}$ , maka:

$$\Pi_1 = \frac{\dot{m}_d}{\dot{m}_w} R^2 = \frac{\dot{m}_d R^2}{K \sqrt{\Delta P}}$$

$$\Pi_2 = \frac{R \cdot \Delta P}{\dot{m}_w \cdot n} = \frac{R \cdot \sqrt{\Delta P}}{K \cdot n}$$

Dengan demikian, hanya terdapat lima variabel bebas yang akan bermain dalam eksperimen nosel berputar.

## 3. Hasil dan Pembahasan

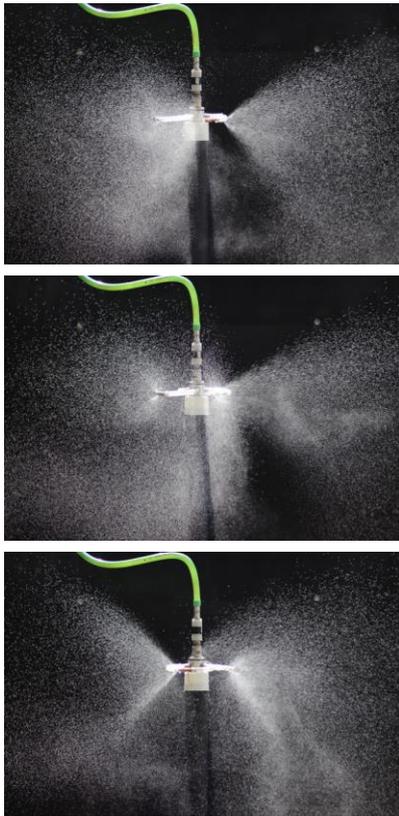
Rancangan eksperimen yang melibatkan lima variabel bebas dan sebuah variabel tak bebas disusun dalam tabel 1 dan tabel 2. Berdasarkan pada hasil eksperimen sebelumnya terhadap nosel stasioner, prosentase droplet tertinggi diperoleh melalui desain nosel dengan jarak celah terkecil yaitu 0,8 mm. Sedangkan pada eksperimen nosel berputar tahap pertama, sudut semprot divariasikan sebesar  $10^0$  dan  $30^0$  dan menghasilkan prosentase droplet tertinggi pada penggunaan sudut semprot sebesar  $10^0$ . Dengan kondisi eksperimen yang dihasilkan seperti itu, jarak celah nosel dan sudut semprot tidak divariasikan dalam eksperimen lanjutan.

Tabel 1. Kumpulan Variabel Bebas dan Variasinya.

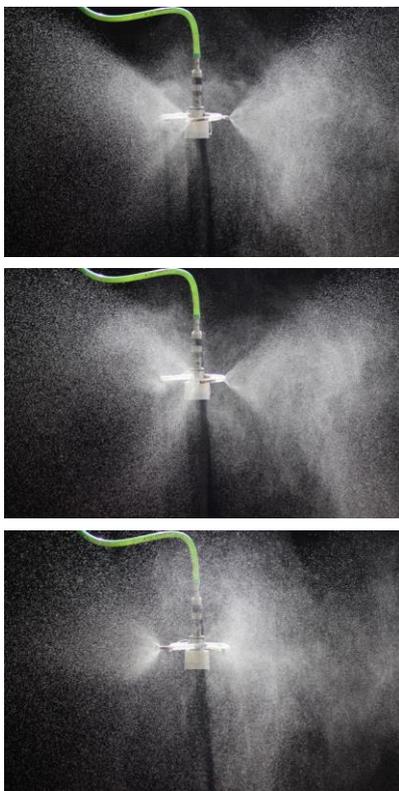
VARIABEL BEBAS	VARIASI
Jarak celah nosel, G	Tidak ada variasi, G = 0,8 mm.
Putaran rotor, n	$n_1$ dan $n_2$ .
Beda tekanan, $\Delta P$	$\Delta P_1$ , $\Delta P_2$ , dan $\Delta P_3$
Jari-jari rotor, R	$R_1$ , $R_2$ , dan $R_3$
Sudut semprot, $\alpha$	Tidak ada variasi, $\alpha = 10^0$ .

Eksperimen nosel berputar menghasilkan citra droplet seperti dalam gambar 2. Citra monokrom menunjukkan sebaran droplet berwarna putih sebagai objek yang akan dihitung prosentasenya. Dari citra droplet memperlihatkan adanya kecenderungan peningkatan produksi droplet pada tekanan 2 bar dan 2,5 bar, walaupun sebenarnya terjadi penurunan prosentase droplet pada tekanan 2,5 bar. Penurunan ini lebih disebabkan oleh telah terlampauinya batas kemampuan dari nosel yang secara praktis hanya digunakan untuk keperluan *hand sprayer*. Tekanan yang diberikan selama pemakaian *hand sprayer* tidaklah sebesar 2 bar atau 2,5 bar seperti yang digunakan dalam eksperimen ini.

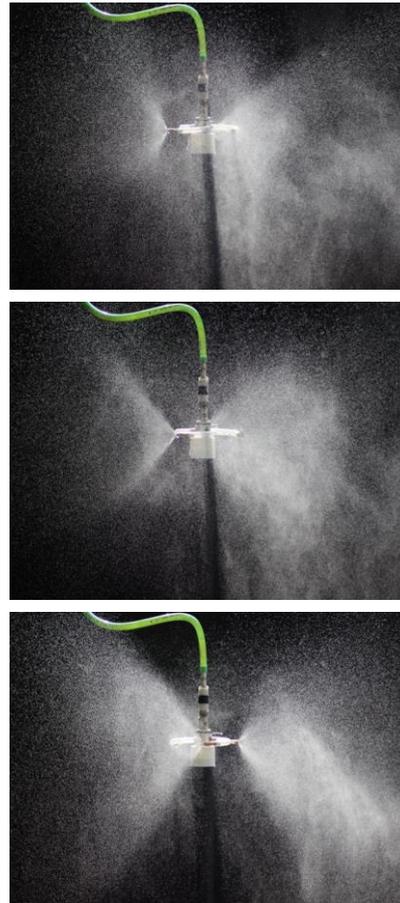
Setelah citra droplet diolah dengan menggunakan GIMP (perangkat lunak freeware), maka diperoleh prosentase droplet halus seperti dalam Tabel 2.



**Gambar 2a.** Citra Distribusi Droplet, dari Nosel Berputar dengan R=100mm; n=29,3rpm; ΔP=1,5 bar



**Gambar 2b.** Citra Distribusi Droplet, dari Nosel Berputar dengan R=100mm; n=29,3rpm; ΔP=2,0 bar



**Gambar 2c.** Citra Distribusi Droplet, dari Nosel Berputar dengan R=100mm; n=29,3rpm; ΔP=2,5 bar

**Tabel 2.** Desain Parametrik dan Hasil Pengolahan Citra Dengan GIMP

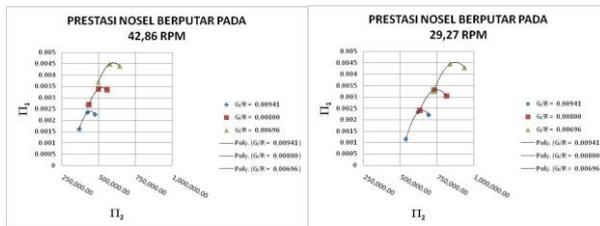
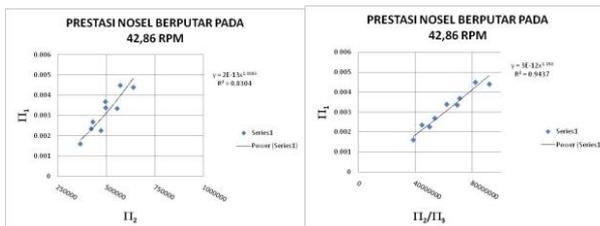
JARI-JARI ROTOR (R, mm)	PUTARAN ROTOR (n, rpm)	UIJKE	1	2	3
85	29,3	ΔP (bar)	1,5	2,0	2,5
		%Droplet	<b>15,88</b>	<b>32,27</b>	<b>30,56</b>
	42,9	ΔP (bar)	1,5	2,0	2,5
		%Droplet	<b>22,21</b>	<b>32,51</b>	<b>31,23</b>
100	29,3	ΔP (bar)	1,5	2,0	2,5
		%Droplet	<b>24,01</b>	<b>32,97</b>	<b>30,40</b>
	42,9	ΔP (bar)	1,5	2,0	2,5
		%Droplet	<b>26,86</b>	<b>33,85</b>	<b>33,47</b>
115	29,3	ΔP (bar)	1,5	2,0	2,5
		%Droplet	<b>24,44</b>	<b>33,70</b>	<b>32,41</b>
	42,9	ΔP (bar)	1,5	2,0	2,5
		%Droplet	<b>27,85</b>	<b>33,93</b>	<b>33,21</b>

Dari ketiga variabel bebas yang bermain dalam eksperimen, variabel beda tekanan ( $\Delta P$ ) memberikan pengaruh paling signifikan terhadap produksi droplet halus. Dengan mengubah beda tekanan dari 1,5 bar menjadi 2 bar akan menghasilkan kenaikan prosentase droplet sebesar 10,66%. Pengaruh signifikan kedua diberikan oleh variabel jari-jari rotor sebesar 3,7% apabila mengubah jari-jari rotor dari 85 mm menjadi 100 mm, sedangkan variabel putaran rotor hanya menghasilkan peningkatan produksi droplet sebesar 2,58% jika putaran rotor diubah dari 29,3 rpm menjadi 42,9 rpm (Tabel 3).

**Tabel 3.** Pengolahan Variabel Bebas dan Tak Bebas dengan Algoritma Yates

R (mm)	n (rpm)	DP (bar)	%DROPT	1	2	3	Pembagi	
85	29,27	1,5	15,88	39,89	88,96	220,56	8	27,57 Rata-rata
100	29,27	1,5	24,01	49,07	131,6	14,82	4	3,705 R
85	42,86	1,5	22,21	65,24	12,78	10,3	4	2,575 n
100	42,86	1,5	26,86	66,36	2,04	-2,84	4	-0,71 R-n
85	29,27	2	32,27	8,13	9,18	42,64	4	10,66 ΔP
100	29,27	2	32,97	4,65	1,12	-10,74	4	-2,685 R-ΔP
85	42,86	2	32,51	0,7	-3,48	-8,06	4	-2,015 n-ΔP
100	42,86	2	33,85	1,34	0,64	4,12	4	1,03 R-n-ΔP

Dari ketiga bilangan tak berdimensi yang dihasilkan Pi Buckingham, diperoleh hubungan-hubungan yang digambarkan dalam Gambar 3. Prosentase droplet halus tinggi berarti memiliki nilai  $\pi_1$  tinggi,  $\pi_2$  rendah dan  $\pi_3$  rendah. Dengan kata lain, produksi droplet halus tinggi dapat dihasilkan dari jari-jari rotor yang kecil, beda tekanan rendah dan putaran rotor semakin besar. Jika dibandingkan berdasarkan putaran rotor, maka rotor yang berputar 42,9 rpm akan menghasilkan jumlah droplet lebih banyak. Pada putaran ini juga, korelasi  $\pi_1$  vs  $\pi_2$  menghasilkan koefisien korelasi terbaik sebesar 0,83 dengan model persamaan pangkat yang berlaku untuk seluruh  $\pi_3$  (dimana  $\pi_3 = G/R$ ). Setelah melalui tahapan pengolahan grafik/kurva lebih lanjut maka korelasi terbaik yaitu  $\pi_1$  vs  $\pi_2/\pi_3$  dengan koefisien korelasi yang dihasilkan mencapai 0,94 (Gambar 4).


**Gambar 3.** Kurva Hubungan  $\pi_1$ ,  $\pi_2$  dan  $\pi_3$  Untuk Putaran Rotor 42,9 rpm dan 29,3 rpm.

**Gambar 4.** Kurva Hubungan  $\pi_1$ ,  $\pi_2$  dan  $\pi_3$  Untuk Putaran Rotor 42,9 rpm.

Apabila korelasi antara bilangan tak berdimensi itu diuraikan dan disederhanakan maka memunculkan semua variabel bebas dan tak bebas menjadi sebuah model persamaan linier empirik seperti berikut ini,

$$\Pi_1 = \frac{\dot{m}_d R^2}{K \sqrt{\Delta P}}; \Pi_2 = \frac{R \cdot \sqrt{\Delta P}}{K \cdot n}; \Pi_3 = \frac{G}{R}$$

$$\Pi_1 = \Pi_2 / \Pi_3$$

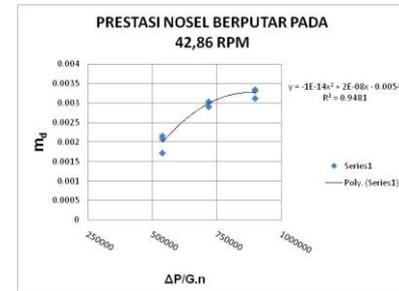
$$\frac{\dot{m}_d R^2}{K \sqrt{\Delta P}} = \frac{R \cdot \sqrt{\Delta P}}{K \cdot n} \cdot \frac{R}{G}$$

$$\dot{m}_d = \frac{\Delta P}{G \cdot n}$$

Akan tetapi dengan teknik *least square*, korelasi terbaik

bukan model persamaan linier melainkan model persamaan kuadrat yang diperlihatkan dalam Gambar 5.

$$\dot{m}_d = -10^{-14} \left( \frac{\Delta P}{G \cdot n} \right)^2 + 2 \cdot 10^{-8} \left( \frac{\Delta P}{G \cdot n} \right) - 0,0054$$


**Gambar 5.** Kurva Hubungan  $\dot{m}_d$  vs  $\Delta P/G.n$  Pada Putaran Rotor 42,9 rpm.

#### 4. KESIMPULAN

Dari penelitian ini diperoleh beberapa kesimpulan antara lain:

- Diperoleh model rotor dan nosel berputar yang menghasilkan prosentase droplet halus tinggi, dengan:
  - Rotor dengan jumlah lengan 3 buah.
  - Rasio  $G/R = 0,00696$ , dengan jari-jari rotor,  $R = 115$  mm.
  - Putaran rotor,  $n = 42,9$  rpm.
  - Sudut semprot,  $\alpha = 10^0$ .
- Korelasi yang menghubungkan bilangan tak berdimensi dimodelkan dengan persamaan pangkat (dengan koefisien korelasi 0,94):

$$\Pi_1 = C \cdot \left( \frac{\Pi_2}{\Pi_3} \right)^N \quad \Pi_1 = \frac{\dot{m}_d R^2}{K \sqrt{\Delta P}}; \Pi_2 = \frac{R \cdot \sqrt{\Delta P}}{K \cdot n}; \Pi_3 = \frac{G}{R}$$

#### DAFTAR PUSTAKA

- Box, George E.P., Statistics for Experimenters, Second Edition, 2005.
- Montgomery, Douglas C., Design and Analysis of Experiments, Fifth Edition, John Wiley & Sons, Inc., 1997.
- Zhao, Y, Akbarzadeh, A and Andrews, J 2007, 'Combined water desalination and power generation using salinity solar pond', in ISES Solar World Congress 2007 Proceedings, Beijing, China, 18-21 September 2007.
- White, Frank M., Fluid Mechanics, second edition, McGraw-Hill International Editions., 1988.
- A. E. Muthunayagam, K. Ramamurthib, J. R. Padena, "Low temperature flash vaporization for desalination", Desalination, 180 (2005) 25 – 32.
- P. Maniarasana, Justin Robert Padenb, M. T. Nicholasc, "Design and performance evaluation of swirl injectors for water evaporation at low pressure", Desalination, 235 (2009) 139 – 145.
- Adel K. El-Fiqia, N. H. Alia, H. T. El-Dessoukyb, H. S. Fathc, M. A. El-Hefnic, "Flash evaporation in a superheated water liquid jet", Desalination 206 (2007) 311–321.



- [8] Sami Mutair and Yasuyuki Ikegami, "Study and Enhancement of Flash Evaporation Desalination Utilizing the Ocean Thermocline and Discharged heat", *International Journal of Engineering and Natural Sciences* 4:1 2010.
- [9] [http://www.greenearthenergy.com.au](http://www.greeneearthenergy.com.au), Geothermal project to produce clean energy and fresh water, RMIT University, January 19th, 2010.
- [10] American Membrane Technology Association, Water Desalination Process, Feb., 2007.
- [11] [http://www.tpub.com/content/fc/14104/css/14104\\_77.htm](http://www.tpub.com/content/fc/14104/css/14104_77.htm)
- [12] <http://www.patents.com>
- [13] <http://exploration.grc.nasa.gov/education/rocket/specimp.html>
- [14] <http://www.grc.nasa.gov/WWW/K-12/airplane/mflchk.html>
- [15] <http://en.wikipedia.org/wiki/Desalination>
- [16] Hery Sonawan dan Abdurrachim Halim, "Penelitian Awal Pengembangan Rotor dan Nosel yang Dipakai dalam Sistem Desalinasi dan Pembangkitan Listrik", *Seminar Nasional Teknik Mesin 6 Penemuan dan Inovasi Teknik Mesin dalam Pengembangan Industri Nasional*, 2011.
- [17] Hery Sonawan, Abdurrachim H., Nathanael P. Tandian, Sigit Yuwono, "Studi aliran fluida di dalam model nosel stasioner dengan menggunakan simulasi CFD", *Konferensi Nasional Engineering Perhotelan III*, 2012.



## INVESTIGASI PENGARUH *PITCH ANGLE* TERHADAP UNJUK KERJA PADA MODEL KINCIR ANGIN BERSUDU DATAR PERSEGI PANJANG

Rines

Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Sains dan Teknologi  
Universitas Sanata Dharma Yogyakarta,  
Kampus III, Paingan, Maguwoharjo, Depok, Sleman Yogyakarta 55281.  
Phone : 08122732797, (0274)883037, Fax.(0274)886529  
E-mail : mra@usd.ac.id

### ABSTRAK

Salah satu upaya yang mungkin dapat membangkitkan minat masyarakat dalam memanfaatkan energi terbarukan adalah dengan memperkenalkan peralatan-peralatan konversi energi yang sederhana, menggunakan bahan-bahan lokal, mudah dibuat dan dengan biaya yang terjangkau. Energi angin, misalnya, dapat dimanfaatkan atau dikonversikan ke dalam bentuk energi mekanis atau listrik dengan menggunakan sebuah kincir angin yang sudu-sudunya datar berbentuk persegi panjang. Namun, agar dapat memberikan unjuk kerja yang maksimal, sudut kemiringan sudu-sudu kincir, yang disebut *pitch angle*, harus dipilih pada nilai yang tepat. Karena itu, penelitian ini ditujukan untuk mendapatkan gambaran pengaruh *pitch angle* sudu kincir terhadap unjuk kerja kincir angin sudu datar berbentuk persegi panjang serta mengetahui koefisien daya puncak tertinggi yang dapat dihasilkan, *tip speed ratio* optimal dan *pitch angle* kaitannya. Model kincir dibuat dalam dua variasi lebar sudu, yakni 10 cm dan 15 cm. Keduanya dibuat dalam diameter 90 cm dengan jumlah sudu tiga buah dari bahan akrilik dengan tebal 1,5 mm dan panjang 40 cm. Eksperimen dilakukan dalam dua tahap. Tahap pertama dilakukan dengan variasi *pitch angle* 15°, 30°, 45°, 60°, dan 75°, sedangkan tahap kedua dengan lima variasi *pitch angle* dalam kisaran diantara dua nilai *pitch angle* yang memberikan unjuk kerja terbaik pada tahap pertama. Model kincir diuji dalam sebuah terowongan angin dengan ukuran saluran 1,2 m × 1,2 m. Variabel dalam penelitian ini adalah beban pengereman yang diberikan melalui sebuah mekanisme pengereman pada poros kincir dalam kisaran tanpa beban hingga beban tertinggi yang akan menghentikan putaran kincir. Hasil-hasil olah data menunjukkan bahwa *pitch angle* sudu kincir berpengaruh signifikan terhadap unjuk kerja kincir. Koefisien daya puncak tertinggi yang dapat dihasilkan mencapai sekitar 30%, oleh model kincir dengan lebar sudu 15 cm, baik dengan *pitch angle* 10° maupun 15°. Namun *tip speed ratio* optimal tertinggi 3,1 dicapai oleh model kincir dengan *pitch angle* sudu 10°.

**Kata kunci:** kincir angin sudu datar, koefisien daya, *tip speed ratio*, *pitch angle*.

### 1. PENDAHULUAN

Dalam melakukan berbagai kegiatan sehari-hari masyarakat Indonesia masih sangat bergantung pada sumber energi yang berasal dari bahan bakar minyak. Padahal menurut beberapa ahli, energi yang berasal dari fosil ini diperkirakan akan habis dalam satu hingga dua dasawarsa ke depan, bila kecenderungan konsumsi bahan bakar minyak ini tidak berkurang. Berbagai upaya telah dilakukan, baik oleh pemerintah atau swasta maupun oleh lembaga-lembaga atau kelompok-kelompok masyarakat tertentu untuk memasyarakatkan penggunaan beberapa energi alternatif, namun kesadaran masyarakat sendiri untuk memanfaatkan energi-energi alternatif secara umum masih belum cukup terbangun. Nampaknya, kesan bahwa pemakaian energi alternatif itu rumit dan memerlukan biaya yang tinggi merupakan salah satu akar masalahnya.

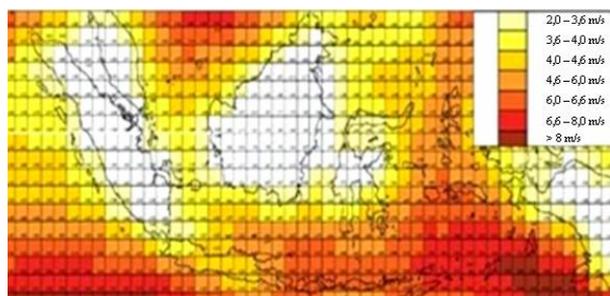
Kincir angin memang telah dikenal dan dipakai sejak ratusan bahkan ribuan tahun yang lalu sebagai alat bantu dalam memudahkan pekerjaan manusia. Sekitar abad ke-6 di Persia telah dibangun kincir angin berporos vertikal yang disebut sebagai Panemone, sedangkan di Cina diyakini telah digunakan sejak 2000 tahun yang lalu walaupun bukti tertulis didapatkan sejak tahun 1219. Kincir angin bersumbu horizontal atau berbentuk propeler diketahui pertama kali

dikembangkan di Eropa barat, seperti di Belanda bermula sejak tahun 1390 dan di Amerika Serikat, kincir bersudu banyak dan berbahan logam dibuat pertama kali tahun 1870 [1]. Pada awalnya kincir angin banyak digunakan untuk penggilingan gandum atau jagung, penggerak pompa air dan untuk memotong kayu. Baru sekitar tahun 1930-an, kincir atau turbin angin mulai dipakai untuk mengisi baterai dan pembangkit tenaga listrik. Namun, sekitar tahun 1970-an sejalan dengan perkembangan teknologi dan ditemukannya sumber-sumber energi lainnya, terutama minyak bumi, pemakaian kincir angin berangsur ditinggalkan. Lambat laun ketersediaan minyak bumi mulai menipis, sehingga banyak negara, terutama dalam satu dekade belakangan ini, mulai beralih kembali memanfaatkan sumber-sumber energi lainnya. Selain untuk menanggulangi ketersediaan minyak bumi yang semakin menipis, energi alternatif yang dikembangkan juga diupayakan untuk mengurangi efek-efek buruk yang ditimbulkan oleh pemakaian bahan-bahan bakar, seperti polusi udara dan pemanasan global. Salah satu diantaranya adalah energi angin, selain ketersediaannya yang tidak terbatas, juga dipandang sebagai energi yang ramah lingkungan atau yang umum disebut sebagai energi hijau.

Beberapa negara telah melakukan antisipasi terhadap terjadinya krisis energi global dengan mengembangkan dan membangun secara bebas-besaran instalasi-instalasi dan

ladang-ladang pembangkit listrik tenaga angin. Hingga akhir tahun 2012, Cina merupakan negara di dunia yang paling banyak membangun instalasi-instalasi dan ladang-ladang pembangkit tenaga angin dengan total kapasitas produksi mencapai sekitar 76 GW, diikuti oleh Amerika Serikat dengan total kapasitas produksi sekitar 60 GW, berikutnya Jerman dengan total kapasitas produksi sekitar 31 GW [2]. Sementara di Indonesia, yang diperkirakan memiliki potensi tenaga angin sekitar 9,3 GW [3], hingga akhir tahun 2012, instalasi-instalasi pembangkit tenaga angin yang telah dibangun belum mencapai kapasitas produksi 2 MW, masih jauh di bawah Vietnam dan Filipina yang telah membangun instalasi-instalasi pembangkit tenaga angin dengan total kapasitas produksi masing-masing telah mencapai sekitar 30 MW [2].

Memang perlu diakui bahwa dalam pengembangan energi angin dan energi-energi terbarukan lainnya, banyak kendala yang harus dihadapi, seperti persoalan lingkungan alam, sosial, politik, budaya, ekonomi, teknologi dan sebagainya. Khususnya dalam pemanfaatan energi angin, kecepatan angin yang berubah-ubah merupakan kendala utama dalam penerapannya. Walaupun kecepatan angin di sekitar pantai atau lepas pantai cukup tinggi namun pendirian kincir atau turbin angin memerlukan bahan-bahan yang harus tahan terhadap korosi angin laut, teknologi tinggi dan biaya yang sangat tinggi. Namun bila didirikan di wilayah lain, persoalan yang muncul biasanya adalah kecepatan angin yang rendah, yang kurang bisa dimanfaatkan, terutama bila dikonversikan kedalam energi listrik. Secara umum, kecepatan angin rata-rata tahunan di Indonesia tergolong rendah, yakni berkisar 3 m/s hingga 4 m/s, seperti yang dapat dilihat dalam Gambar 1 [4], sehingga kurang menguntungkan bila dipakai sebagai sumber energi untuk pembangkit listrik. Namun beberapa wilayah di Indonesia memiliki kecepatan angin tahunan rata-rata di atas 4,5 m/s, diantaranya adalah Nusa Tenggara Timur, Nusa Tenggara Barat, Sulawesi Selatan, Sulawesi Utara, Maluku Tenggara dan Barat serta pantai selatan Jawa, menurut hasil pemetaan Lembaga Penerbangan dan Antariksa Nasional (Lapan) pada 120 lokasi di Indonesia [5]. Ini berarti, masih ada daerah-daerah tertentu yang berpotensi digunakan sebagai lokasi-lokasi pendirian pembangkit listrik dengan memakai sumber energi angin.



Gambar 1. Peta potensi angin di wilayah Indonesia [4].

Salah satu upaya yang mungkin dapat membangkitkan minat masyarakat dalam memanfaatkan energi alternatif adalah dengan memperkenalkan peralatan-peralatan konversi energi yang sederhana, menggunakan bahan-bahan lokal, mudah dibuat dan dengan biaya yang terjangkau. Energi angin, misalnya, dapat dimanfaatkan atau dikonversikan ke dalam bentuk energi mekanis atau listrik dengan mengguna-

kan sebuah kincir angin yang sudu-sudunya datar berbentuk persegi panjang. Dalam hal ini yang penting untuk diketahui adalah bagaimana kincir yang sederhana ini dapat memberikan hasil yang maksimal. Parameter penting yang diketahui sangat mempengaruhi prestasi sebuah kincir adalah sudut kemiringan sudu yang menyebabkan kincir bisa berputar tegak lurus terhadap arah datangnya angin yang dikenal sebagai *pitch angle*. Prestasi sebuah kincir diketahui dari besarnya persentase daya kinetik angin yang tersedia yang dapat dimanfaatkan atau dikonversikan ke dalam daya mekanis, yang selanjutnya diteruskan ke alat konversi lainnya melalui poros kincir. Istilah yang umum digunakan untuk menunjukkan efisiensi pemanfaatan daya angin dengan memakai sebuah kincir angin adalah koefisien daya (*power coefficient*).

Pengujian terhadap kincir bersudu datar oleh Kim [6] dalam ringkasan proyeknya memberikan kesimpulan bahwa kincir dengan *pitch angle* sudu  $10^\circ$  berputar lebih cepat saat tidak dibebani, tetapi setelah dibebani ternyata kincir dengan *pitch angle* sudu  $15^\circ$  memberikan daya yang paling tinggi. Penelitian serupa yang dilakukan oleh Musyafa dan Noriyati [7], terhadap kincir dengan sudu *air foil* standar NACA 0012 menunjukkan hasil bahwa koefisien daya puncak maksimum yang dihasilkan adalah sekitar 0,3 pada *tip speed ratio* (*tsr*) sekitar 19 yang dicapai oleh kincir dengan *pitch angle* sudu  $16,8^\circ$ . Smith [8], yang juga telah melakukan penelitian serupa (hanya saja menggunakan empat sudu yang menyerupai bentuk propeler pesawat terbang dalam makalahnya menyimpulkan bahwa kincir dengan *pitch angle* sudu  $15^\circ$  memberikan putaran paling tinggi. Selain itu Rector dan Visser [9] menyebutkan bahwa kincir standar tiga sudu Bergey XL.1 dari hasil kajian numerik menunjukkan bahwa kincir dengan *pitch angle*  $10^\circ$  memberikan koefisien daya puncak 20% lebih tinggi dibandingkan dengan yang diberikan oleh kincir dengan *pitch angle* sudu  $20^\circ$ .

Sekalipun bentuk sudu kincir yang dipilih dalam penelitian ini tergolong paling sederhana, namun informasi yang akurat dan meyakinkan dari hasil-hasil penelitian mengenai karakteristik kincir dengan sudu-sudu datar ini sulit ditemukan. Kebanyakan peneliti saat ini menggunakan model-model sudu yang telah distandarkan (misalnya standar-standar NACA), bentuk-bentuk *air foil*, yang terbukti memiliki sifat aerodinamis yang sangat baik. Namun, bentuk-bentuk *air foil* bukanlah bentuk sederhana yang gampang dibuat. Perlu pengetahuan yang memadai mengenai geometri profil sudu secara menyeluruh dan teknik atau keahlian tinggi dalam menuangkan geometri profil tersebut ke dalam bentuk sudu yang sebenarnya. Hal ini berarti diperlukan teknologi manufaktur tingkat tinggi dalam pembuatannya, yang berarti pula diperlukan biaya yang besar. Karena itulah penelitian ini dilakukan berangkat dari keinginan untuk mendapatkan data penting yang diharapkan dapat menjadi informasi yang berguna bagi masyarakat Indonesia secara umum (*technology for humanity*) yang berkeinginan membangun sebuah kincir angin secara mandiri atau berkelompok. Sekalipun data yang diharapkan masih terbatas pada *pitch angle* sudu yang paling baik untuk sudu datar, namun data ini diketahui merupakan parameter paling berpengaruh terhadap prestasi sebuah kincir dalam mengkonversikan daya yang disediakan angin. Karena itu, penelitian ini ditujukan untuk mendapatkan gambaran pengaruh *pitch angle* sudu kincir terhadap unjuk kerja kincir angin sudu datar berbentuk persegi

panjang serta mengetahui koefisien daya puncak tertinggi yang dapat dihasilkannya, *tip speed ratio* optimal dan *pitch angle* kaitannya.

Angin yang merupakan udara bergerak dari daerah bertekanan tinggi ke daerah bertekanan rendah memiliki energi kinetik,  $E_k$ , yang besarnya bergantung pada massa udara,  $m$ , dan kecepatannya,  $v_w$ , yang dapat dirumuskan sebagai

$$E_k = \frac{1}{2} m v_w^2 \dots\dots\dots (1)$$

Oleh karena daya adalah energi persatuan waktu, maka Pers.(1) di atas, dapat dikembangkan ke dalam bentuk hubungan daya,  $P_w$ , massa udara per satuan waktu,  $m/t$ , dan kecepatan angin,  $v_w$ , sebagai berikut

$$P_w = \frac{1}{2} (m/t) v_w^3 \dots\dots\dots (2)$$

Bila udara diasumsikan mengalir dengan kecepatan  $v_w$  yang konstan, di dalam sebuah saluran khayal yang prismatis dan tertutup dengan luas penampang aliran,  $A$ , maka laju aliran udara,  $Q_w$ , yang melintasi saluran tersebut, berdasarkan prinsip kontinuitas dapat diungkapkan sebagai

$$Q_w = A v_w \dots\dots\dots (3)$$

Dengan menandai densitas udara dengan  $\rho$ , maka massa udara persatuan waktu yang melintasi saluran khayal tersebut dapat dihitung dengan mengembangkan Pers.(3) menjadi

$$m/t = Q_w \rho = \rho A v_w \dots\dots\dots (4)$$

Selanjutnya, Pers.(2) dapat dituliskan menjadi

$$P_w = \frac{1}{2} \rho A v_w^3 \dots\dots\dots (5)$$

Daya output,  $P_o$ , yang dihasilkan kincir, dapat dihitung berdasarkan besar beban atau torsi,  $T$ , yang diberikan pada poros kincir dan kecepatan putar,  $n$ , yang dihasilkan kincir

$$P_o = T \pi n / 30 \dots\dots\dots (6)$$

Untuk menentukan nilai-nilai koefisien daya,  $C_p$ , daya output terhitung,  $P_o$ , selanjutnya dibandingkan dengan daya teoritis yang diberikan oleh angin,  $P_w$ , yang dapat dirumuskan sebagai

$$C_p = (P_o / P_w) \times 100\% \dots\dots\dots (7)$$

Koefisien daya ini akan digambarkan hubungannya dengan *tip speed ratio* (*tsr*) yang merupakan perbandingan kecepatan keliling lingkaran terluar rotor kincir dengan kecepatan angin,  $v_w$ ,

$$tsr = (\pi r_k n / 30) / v_w \dots\dots\dots (8)$$

yang dalam hal ini:

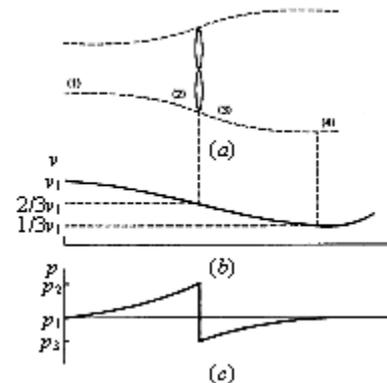
$n$  = kecepatan putar atau putaran per menit (rpm) poros kincir dan

$r_k$  = jari-jari kincir.

Kecepatan angin,  $v_w$ , yang dimaksudkan pada persamaan-persamaan di atas adalah kecepatan angin bebas yang menghampiri kincir angin sebelum mengalami gangguan ketika mendekati kincir. Kondisi fisik turbin angin yang dipakai untuk menggerakkan sejumlah besar massa udara akan mengubah kecepatan dan tekanan udara setempat, seperti yang ditunjukkan dalam Gambar 2. Dalam gambar ditunjukkan sebuah kincir tipe propeler bersumbu horizontal yang menerima hembusan angin dari sebelah kiri. Dalam hal ini, gerakan udara dipandang membentuk sebuah saluran berbentuk pipa. Diameter mula-mula pipa angin dinyatakan sebagai  $d_1$ , kecepatan angin mula-mula, sebelum terganggu, dinyatakan dengan  $v_1$ , dan tekanan udara mula-mula  $p_1$ .

Seperti yang ditunjukkan dalam Gambar 2(b), ketika mengenai kincir pada posisi (2), kecepatan angin akan menurun hingga mencapai 2/3 dari kecepatan angin mula-mula dan terus menurun setelah melewati kincir pada posisi (3) hingga mencapai 1/3 dari kecepatan angin mula-mula pada posisi (4). Setelah mencapai posisi (4), kecepatan angin akan meningkat dan kembali sama besar dengan kondisi mula-mula. Bila luas penampang angin mula-mula pada Gambar 2(a) dinyatakan sebagai  $A_1$  dan luas penampang pipa angin ketika mencapai posisi (4) dinyatakan dengan  $A_4$ , maka pada kondisi yang optimal  $A_4 = 3 A_1$ . Daya mekanis ideal yang dapat diekstraksi selanjutnya merupakan perbedaan antara daya input dan daya output:

$$P_{ideal} = P_1 - P_4 = \frac{1}{2} \rho (A_1 v_1^3 - A_4 v_4^3) = \frac{1}{2} \rho (\frac{8}{9} A_1 v_1^3) \dots\dots\dots (9)$$

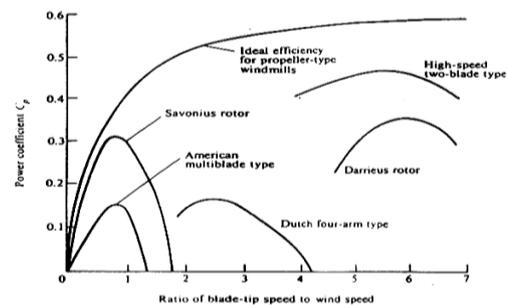


**Gambar 2.** (a) Pipa yang menggambarkan aliran udara yang melintasi turbin angin ideal, (b) perubahan kecepatan udara dan (c) perubahan tekanan udara, dari kondisi sebelum terganggu dan setelah melewati kincir angin [10].

Bila luas penampang pipa angin  $A_1$  pada Pers.(9) digantikan dengan luas penampang pipa angin pada posisi (2) atau luas sapuan kincir,  $A_2$ , dimana  $A_1 = 2/3 A_2$ , maka Pers.(9) di atas dapat dituliskan menjadi:

$$P_{ideal} = \frac{1}{2} \rho (\frac{8}{9} \cdot \frac{2}{3} A_2 v_1^3) = \frac{1}{2} \rho (\frac{16}{27} A_2 v_1^3) \dots\dots\dots (10)$$

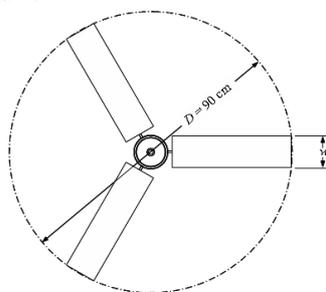
Hal ini menunjukkan bahwa sebuah kincir yang ideal dapat mengekstraksi daya 16/27 atau 0,593 dari daya yang disediakan angin. Faktor ini biasanya disebut sebagai koefisien Betz (*Betz coefficient*). Dalam kenyataannya, daya angin yang diekstraksi dengan memakai kincir aktual selalu lebih kecil dari nilai ini. Nilai koefisien daya,  $C_p$ , puncak yang dicapai oleh kincir aktual yang sudah dianggap baik adalah sekitar 35 – 40 persen dalam kondisi optimal [10]. Dalam Gambar 3 ditunjukkan hubungan antara koefisien daya dan *tip speed ratio* untuk beberapa jenis kincir yang telah banyak dikenal.



**Gambar 3.** Kurva hubungan koefisien daya,  $C_p$ , dan *tip speed ratio*, *tsr*, untuk berbagai tipe kincir angin standar [10].

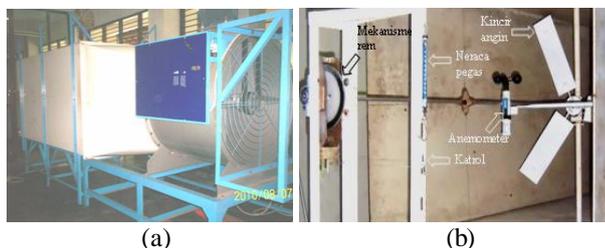
## 2. METODOLOGI PENELITIAN

Model kincir yang diuji dalam penelitian ini adalah jenis propeler tiga sudu. Model kincir tiga sudu dipilih karena dipandang memiliki karakteristik yang optimal dibandingkan dengan dua sudu atau lebih dari tiga sudu, baik dipandang dari keseimbangan dinamisnya saat berputar maupun dipandang dari tingkat efisiensinya. Ketiga sudu berbentuk datar persegi panjang. Bahan sudu dipilih dari akrilik komersial setebal 1,5 mm yang mudah diperoleh di toko-toko bangunan. Model kincir yang diuji dibuat dalam dua macam. Kedua model kincir tersebut memiliki diameter yang sama, yakni 90 cm. Model-I adalah model kincir dengan ukuran lebar sudu 10 cm dan Model II adalah model kincir dengan lebar sudu 15 cm. Ketiga sudu kincir masing-masing dipasang pada rangka dari baja silindrik pejal berdiameter 6 mm dan dihubungkan ke *hub* yang dibuat dari aluminium berdiameter 10 cm. Konstruksi *hub* dibuat sedemikian sehingga memungkinkan sudu-sudu diputar dan diatur besar *pitch angle*-nya. Secara skematis bentuk dan ukuran sudu yang dibuat dalam penelitian ini adalah seperti yang ditunjukkan dalam Gambar 4.



**Gambar 4.** Skema bentuk dan ukuran model kincir yang dibuat. Model-I dengan lebar sudu  $w = 10$  cm dan Model-II dengan  $w = 15$  cm.

Pengujian dilakukan dalam dua tahap. Tahap pertama dilakukan untuk lima variasi *pitch angle* sudu yakni  $15^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $60^\circ$ , dan  $75^\circ$  yang setiap urutan tingkatan memiliki selisih  $15^\circ$ . Tahap ini dimaksudkan untuk mendapatkan kisaran *pitch angle* yang menghasilkan dua nilai tertinggi koefisien daya puncak. Tahap kedua dilakukan dengan menyempitkan jangkauan pengukuran *pitch angle*, yakni dengan selisih urutan tingkatan  $5^\circ$  pada daerah *pitch angle* yang memberikan koefisien-koefisien daya tertinggi yang diperoleh dari pengujian tahap pertama. Oleh karena itu tahap kedua dilakukan setelah mengetahui hasil olah data untuk pengujian tahap pertama.



**Gambar 5.** (a) Terowongan angin yang dilengkapi dengan *fan blower* berkapasitas 5,5 kW, (b) Susunan alat-alat yang digunakan dalam pengujian dan model kincir angin yang diteliti.

Pengukuran dilakukan di dalam sebuah terowongan angin (*wind tunnel*) seperti yang ditunjukkan dalam Gambar 5(a), dengan ukuran penampang saluran udara  $120 \text{ cm} \times 120 \text{ cm}$ . Terowongan angin yang digunakan dilengkapi dengan *fan blower* berkapasitas 5,5 kW. Kecepatan angin diukur dengan

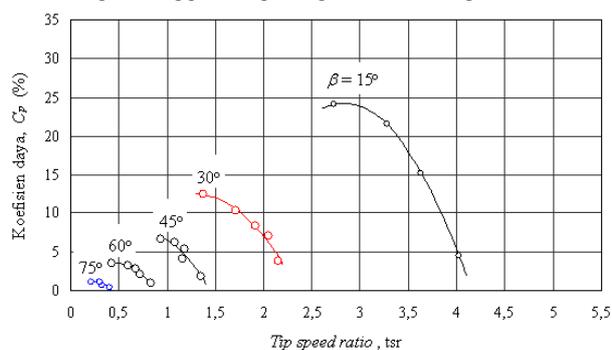
menggunakan anemometer seperti yang ditunjukkan dalam Gambar 5(b). Putaran kincir diukur dengan menggunakan takometer. Beban yang diberikan pada kincir berupa beban pengereman yang diberikan melalui sebuah alat atau mekanisme pengereman (Gambar 5(b)) yang porosnya dihubungkan dengan poros kincir. Besar beban atau torsi yang diberikan diperoleh dari gaya pengimbang torsi yang diukur untuk jarak tertentu dari sumbu poros alat pengereman dengan menggunakan neraca pegas.

Pengukuran dilakukan dalam empat variasi kecepatan, dalam kisaran 5 m/s hingga 8 m/s. Untuk satu variasi kecepatan, beban pengereman yang diberikan pada poros kincir divariasikan dari tanpa beban (beban nol) hingga beban yang menyebabkan kincir berhenti berputar. Setiap variasi pengujian dilakukan tiga kali pengulangan. Dalam pengujian ini diperlukan termometer untuk mengukur temperatur udara saat pengujian. Temperatur udara digunakan untuk menetapkan densitas udara saat pengujian.

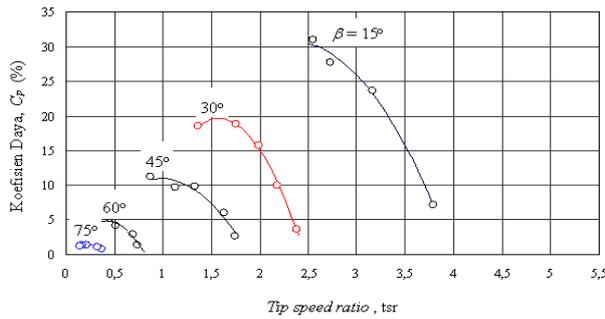
Semua data diolah dengan memakai *spreadsheet* Microsoft Office Excel. Beban atau torsi yang diberikan pada kincir dihitung berdasarkan gaya pengimbang torsi terukur dikalikan dengan jarak titik terukur, yang dalam hal ini ditetapkan 20 cm dari sumbu poros mekanisme pengereman. Daya input atau daya angin dihitung berdasarkan Pers.(5), sedangkan daya output atau daya yang diteruskan oleh kincir dihitung dengan menggunakan Pers.(6). Koefisien daya,  $C_p$ , dan *tip speed ratio*,  $tsr$ , yang diberikan oleh kincir dihitung masing-masing dengan menggunakan Pers.(7) dan Pers.(8). Untuk tiap model kincir dengan lima variasi *pitch angle*, semua hasil perhitungan koefisien daya dan *tip speed ratio* tiap-tiap hasil pengukuran digabungkan dalam sebuah tabel yang selanjutnya diolah untuk menggambarkan grafik hubungan koefisien daya terhadap *tip speed ratio*.

## 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Gambar 6 dan Gambar 7 menunjukkan titik-titik hasil perhitungan untuk tiap-tiap data hasil pengukuran yang terkait dengan koefisien daya,  $C_p$ , dan *tip speed ratio*,  $tsr$ , masing-masing untuk kincir Model-I dan kincir Model-II. Dalam kedua gambar ini ditunjukkan pula kurva-kurva pendekatan hubungan koefisien daya dan *tip speed ratio* masing-masing untuk lima variasi *pitch angle* sudu kincir. Tampak, dari kedua gambar tersebut, baik kincir Model-I maupun Model-II, memberikan prestasi dua terbaik pada nilai *pitch angle*,  $\beta = 15^\circ$  dan  $\beta = 30^\circ$ . Ini mengindikasikan bahwa hambatan udara pada sudu-sudu kincir dengan *pitch angle* lebih dari  $30^\circ$  sudah terlampaui besar, sedangkan gaya lift yang muncul pada sudu-sudu kincir sudah sangat berkurang, sehingga mengurangi keleluasaan gerak kincir.



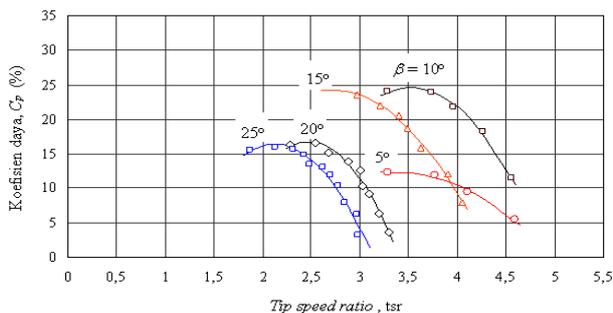
**Gambar 6.** Hubungan koefisien daya dan *tip speed ratio* dalam lima variasi *pitch angle*, dari  $\beta = 15^\circ$  hingga  $\beta = 75^\circ$  untuk kincir Model-I.



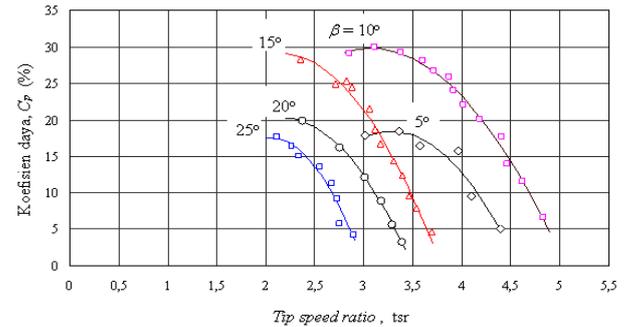
**Gambar 7.** Hubungan koefisien daya dan *tip speed ratio* dalam lima variasi *pitch angle*, dari  $\beta = 15^\circ$  hingga  $\beta = 75^\circ$  untuk kincir Model-II.

Hasil yang diperoleh dari pengujian tahap pertama ini selanjutnya dijadikan acuan untuk menentukan variasi nilai-nilai *pitch angle* yang akan dipilih untuk pengujian tahap kedua. Karena diperkirakan prestasi terbaik akan dihasilkan kincir pada nilai *pitch angle*,  $\beta$ , di bawah  $30^\circ$ , maka nilai-nilai *pitch angle* sudu kincir yang dipilih untuk pengujian tahap kedua adalah  $5^\circ$ ,  $10^\circ$ ,  $15^\circ$ ,  $20^\circ$ , dan  $25^\circ$  yang tiap urut tingkatan masing-masing dengan selisih  $5^\circ$ . Hasil yang diperoleh dari pengujian tahap kedua ini ditunjukkan pada Gambar 8 dan Gambar 9, masing-masing untuk kincir Model-I dan kincir Model-II.

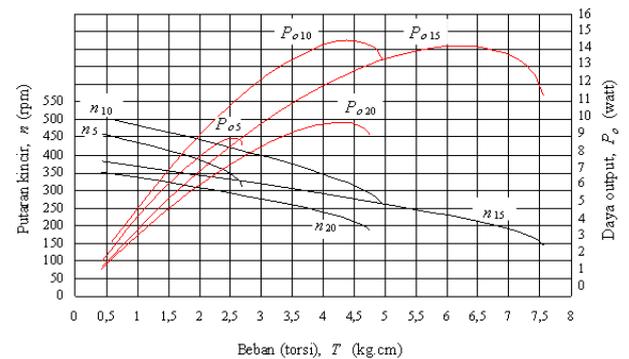
Dari Gambar 8 untuk kincir Model-I dan Gambar 9 untuk kincir Model-II tampak jelas perbedaan prestasi yang dihasilkan oleh kincir dengan  $\beta = 5^\circ$  dan  $\beta = 10^\circ$ . Hal ini menunjukkan bahwa gaya *lift* yang terjadi pada sudu-sudu kincir dengan  $\beta = 5^\circ$  masih terlampau kecil untuk mendayakan atau memutar kincir, sekalipun hambatan udara masih lebih kecil dibandingkan dengan sudu-sudu dengan  $\beta = 10^\circ$ . Pada kedua gambar tersebut tampak pula terjadi kompetisi prestasi antara kincir-kincir dengan  $\beta = 10^\circ$  dan  $\beta = 15^\circ$ . Namun diantara kedua model kincir, kincir Model II memberikan koefisien daya puncak,  $C_{pmax}$  paling tinggi, baik pada nilai *pitch angle*,  $\beta = 10^\circ$  maupun  $\beta = 15^\circ$ , yakni mendekati 30%, tetapi  $C_{pmax}$  ini terjadi pada nilai *tsr* yang berbeda, yakni 3,5 untuk kincir dengan  $\beta = 10^\circ$  dan 2,1 untuk kincir dengan  $\beta = 15^\circ$ . Hal ini menunjukkan bahwa kincir dengan  $\beta = 10^\circ$  akan memberikan putaran optimal yang lebih tinggi ketika  $C_{pmax}$  tercapai, sedangkan kincir dengan  $\beta = 15^\circ$  mampu mengatasi beban atau torsi yang lebih tinggi ketika  $C_{pmax}$  tercapai. Hal ini juga berarti bahwa hambatan udara terhadap putaran kincir dengan  $\beta = 15^\circ$  lebih tinggi, tetapi gaya *lift* yang terjadi pada sudu-sudunya juga lebih tinggi sehingga lebih mampu mengatasi beban dibandingkan dengan kincir dengan  $\beta = 10^\circ$ . Gambaran mengenai hubungan pendekatan antara daya output, putaran kincir, dan torsi untuk kincir Model-II pada kecepatan angin 5 m/s untuk empat variasi nilai *pitch angle* sudu,  $\beta$ , hasil olah data, ditunjukkan dalam Gambar 10.



**Gambar 8.** Hubungan koefisien daya dan *tip speed ratio* dalam lima variasi *pitch angle*, dari  $\beta = 5^\circ$  hingga  $\beta = 25^\circ$  untuk kincir Model-I.



**Gambar 9.** Hubungan koefisien daya dan *tip speed ratio* dalam lima variasi *pitch angle*, dari  $\beta = 5^\circ$  hingga  $\beta = 25^\circ$  untuk kincir Model-II.



**Gambar 10.** Hubungan pendekatan antara putaran kincir,  $n$ , daya output kincir,  $P_o$ , dan beban (torsi),  $T$ , untuk kincir Model-II dalam empat variasi *pitch angle* pada kondisi kecepatan angin 5 m/s. Notasi  $n_5$ ,  $n_{10}$ ,  $n_{15}$ , dan  $n_{20}$  masing-masing menunjukkan putaran kincir untuk keempat variasi *pitch angle*  $5^\circ$ ,  $10^\circ$ ,  $15^\circ$ , dan  $20^\circ$ , sedangkan notasi  $P_{o5}$ ,  $P_{o10}$ ,  $P_{o15}$ , dan  $P_{o20}$  masing-masing menunjukkan daya output yang dihasilkan kincir untuk keempat variasi *pitch angle* tersebut.

#### 4. KESIMPULAN

Mengacu pada tujuan yang hendak dicapai dan berdasarkan pada hasil-hasil yang diperoleh, serta dalam batas-batas ukuran yang dapat dijangkau dalam penelitian ini, maka dapat ditarik beberapa kesimpulan, sebagai berikut:

1. Nilai *pitch angle* sudu-sudu kincir terbukti sangat berpengaruh terhadap prestasi atau unjuk kerja kincir.
2. Koefisien daya puncak tertinggi yang dapat dihasilkan mendekati 30% oleh kincir Model-II dengan lebar sudu 15 cm, baik dengan *pitch angle* sudu  $10^\circ$  maupun  $15^\circ$ .
3. *Tip speed ratio* optimal tertinggi 3,1 pada nilai koefisien daya puncak mendekati 30% dicapai oleh kincir Model-II dengan *pitch angle* sudu  $10^\circ$ .
4. Terkait dengan kesimpulan dalam butir 1 dan 2, ketika mencapai koefisien daya puncak, kincir dengan nilai *pitch angle* sudu  $10^\circ$  menghasilkan putaran yang lebih tinggi tetapi kemampuan membawa beban atau torsinya lebih kecil dibandingkan dengan kincir dengan nilai *pitch angle* sudu  $15^\circ$ .

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] Dodge, D.M., 2006, Illustrated History of Wind Power Development, 10 Maret 2009, <http://telosnet.com/wind/>.
- [2] Pierrot, M., 2013, The Wind Power – Wind Turbine and Wind Farms Database, 16 Mei 2013, [www.thewindpower.net/country-list-en.php](http://www.thewindpower.net/country-list-en.php).



- [3] ESDM, 2008, Blue Print Pengelolaan Energi Nasional (PEN), 21 Februari 2012, [www.esdm.go.id/publikasi/lain-lain.html](http://www.esdm.go.id/publikasi/lain-lain.html).
- [4] Sastrowijoyo, F., 2008, Permasalahan yang Sering Terjadi pada Sistem Wind Turbine di Indonesia, 21 Februari 2012, <http://konversi.wordpress.com/2008/11/06/>.
- [5] GSA (Kompas Cyber Media), 2007, Pengembangan Energi Angin Memungkinkan, 21 Februari 2012 <http://www.energi.lipi.go.id>.
- [6] Kim, B.T., 2005, The Effect of the Blade's Pitch Angle on Wind Power, 21 Februari 2012, <http://www.usc.edu/CSSF/History/2005/>.
- [7] Musyafa, A. dan Noriyati, R.D., "Implementataion of Pitch Angle Wind Turbine Position for Maximum Power Production", Academic Research International, Vol. 3, No. 1, July 2012, hal 510-518.
- [8] Smith, J., 2010, The Effect of Blade Angle on Wind Turbine Efficiency, 21 Februari 2012, [www.washloc.k12.oh.us/](http://www.washloc.k12.oh.us/).
- [9] Rector, M.C. dan Visser, K., 2005, The Effect of Blade Pitch on Small Multi-Bladed Horizontal-Axis Wind Turbines, 21 Februari 2012, [www.clarkson.edu/honors/](http://www.clarkson.edu/honors/).
- [10] Johnson, G.L., 2006, Wind Energy Systems, Electronic Edition, 9 Januari 2009, <http://www.eece.ksu.edu/~gjohnson/>.

## STUDI NUMERIK 2D UNSTEADY-RANS PENGARUH DUA SILINDER PENGGANGGU TERHADAP KARAKTERISTIK ALIRAN MELINTASI DUA SILINDER SIRKULAR YANG TERSUSUN SECARA TANDEM PADA SALURAN SEMPIT

Aida Annisa Amin Daman<sup>1)</sup>, Wawan Aries Widodo<sup>2)</sup>

Basiswa Fresh-Graduate ITS<sup>1)</sup>

Jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember<sup>1,2)</sup>

Keputih Sukolilo, Surabaya 60111, Indonesia<sup>1,2)</sup>

Phone: 08563116575

email : aianinda@gmail.com<sup>1)</sup>, wawanaries@me.its.ac.id<sup>2)</sup>

### ABSTRAK

Aliran yang melintasi suatu bluff body dalam hal ini silinder, menimbulkan gaya drag yang sejajar arah aliran dan gaya lift yang tegak lurus arah aliran. Cara untuk mereduksi gaya drag dengan cara memberi pengganggu di daerah upstream, mengiris geometri body, dan meningkatkan kekasaran permukaan. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh silinder pengganggu terhadap karakteristik aliran melintasi dua silinder tersusun secara tandem pada saluran dengan blockage ratio 20%. Benda uji yang digunakan berupa dua silinder sirkular berdiameter ( $D$ ) 25 mm yang disusun secara tandem. Variasi jarak antar silinder  $L/D$  1,5 ; 2 ; 2,5 ; 3 ; 3,5 ; 4. Pada sisi upstream, ditempatkan silinder pengganggu berdiameter ( $d$ ) 4 mm dengan gap ( $\delta$ ) 0,4 mm dari permukaan silinder upstream dan sudut ( $\alpha$ )  $60^\circ$ . Bilangan Reynolds yang digunakan adalah  $1,56 \times 10^5$  berdasarkan pada diameter hidrolis saluran. Penelitian ini dilakukan secara pemodelan numerik 2D Unsteady-RANS dengan menggunakan software CFD. Model turbulensi yang digunakan  $k-\omega$  SST. Karakteristik aliran yang diamati adalah koefisien tekanan ( $C_p$ ), koefisien drag ( $C_D$ ), dan visualisasi aliran berupa pathline. Hasil post-processing yang dilakukan menunjukkan bahwa koefisien drag silinder upstream cenderung sama dengan koefisien drag silinder tunggal, namun nilai koefisien drag silinder downstream lebih rendah. Konfigurasi terbaik untuk reduksi gaya drag pada  $L/D$  1,5.

**Kata kunci:** silinder sirkular, tandem, koefisien tekanan, koefisien drag, unsteady

### 1. PENDAHULUAN

Suatu bluff body dalam hal ini silinder yang dialiri oleh fluida mengalami gaya normal dan tegangan geser. Untuk aliran dua dimensi, gaya yang sejajar dengan arah aliran fluida merupakan gaya drag, sedangkan gaya yang tegak lurus terhadap arah aliran fluida merupakan gaya lift. Gaya drag maupun gaya lift seringkali dianggap merugikan dalam aplikasi teknik maupun otomotif. Dalam bidang otomotif, gaya drag besar sering dianggap merugikan karena dapat menambah konsumsi bahan bakar dan gaya lift yang positif dapat berakibat mobil tidak stabil. Dalam dunia teknik, intensitas turbulen yang besar diperlukan untuk mereduksi gaya drag sekaligus meningkatkan efisiensi perpindahan panas. Penelitian mengenai cara mereduksi gaya drag telah banyak dilakukan, seperti member silinder pengganggu, meningkatkan kekasaran permukaan, dan mengiris silinder dengan sudut iris tertentu.

Lee, dkk [1] melakukan penelitian mengenai pengu-rangan gaya drag pada silinder sirkular tunggal dengan menggunakan kawat pengganggu. Variasi diameter peng-ganggu yang digunakan  $d/D$  0.133 sampai 0.267. Koefisien drag silinder sirkular utama berkurang sebesar 29% ketika menggunakan diameter kawat pengganggu  $d = 7$  mm ( $d/D = 0.233$ ). Penelitian mengenai silinder tersusun tandem dengan kawat pengganggu dilakukan oleh Alam, dkk [2]. Penelitian memvariasikan jarak antar silinder upstream dan silinder downstream serta memvariasikan sudut kawat pengganggu terhadap silinder upstream. Hasil penelitian menunjukkan bahwa sudut optimum untuk mengurangi gaya drag yaitu  $30^\circ$  dan terjadi bistable flow pada rasio jarak  $L/D$  3 untuk tanpa

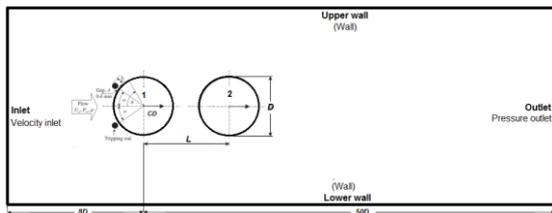
kawat pengganggu dan 2,6 dengan kawat pengganggu. Alam, dkk [3] juga meneliti dua silinder tersusun secara tandem dengan memvariasikan jarak antar silinder. Hasil yang diperoleh, pada  $L/D$  3 terjadi fenomena bistable flow. Daloglu [4] meneliti pressure drop dengan variasi blockage ratio 20%-30%. Silinder upstream menggunakan dua variasi geometri yaitu sirkular dan square silinder, sedangkan silinder downstream menggunakan silinder sirkular. Jarak antar silinder divariasikan  $1 < S/d < 10$ . Hasil yang diperoleh penggunaan square silinder pada sisi upstream menghasilkan pressure drop yang lebih besar dibandingkan penggunaan silinder sirkular.

Dari beberapa penelitian tersebut, muncul permasalahan yang akan diteliti lebih lanjut mengenai karakteristik aliran melalui dua silinder sirkular tersusun secara tandem dengan sudut silinder pengganggu  $60^\circ$  pada saluran sempit berpenampang bujur sangkar. Penelitian ini dilakukan dengan metode numeric menggunakan bantuan software CFD komersial. Hasil yang diamati berupa koefisien tekanan, koefisien drag, dan visualisasi aliran.

### 2. METODOLOGI

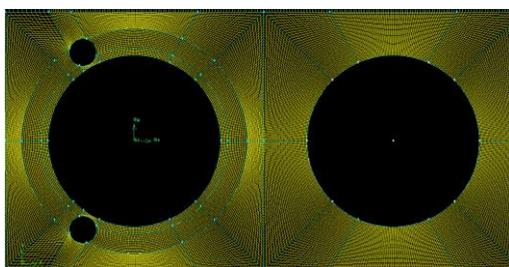
Penelitian ini dilakukan secara numerik 2D unsteady-RANS menggunakan software CFD komersial. Domain pada simulasi numerik ini yaitu tinggi 125 mm dan panjang 1450 mm. Diameter silinder upstream (no.1) dan silinder downstream (no.2) ( $D$ ) 25 mm dan diameter dua silinder pengganggu ( $d$ ) 4 mm. Silinder pengganggu diletakkan pada sudut ( $\alpha$ )  $60^\circ$  dan jarak dari permukaan silinder upstream ( $\delta$ ) 0,4 mm. Jarak antar silinder 1 dan silinder 2 divariasikan

( $L/D$ ) 1,5;2;2,5;3;3,5;4. Bilangan *Reynolds* ( $Re_H$ ) yang digunakan  $1,56 \times 10^5$  berdasar diameter hidrolis. Konfigurasi penelitian dapat dilihat pada gambar 1.



Gambar 1. Konfigurasi penelitian

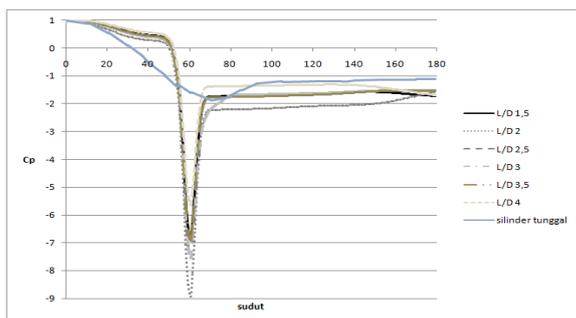
Jarak sumbu silinder 1 terhadap inlet  $8D$  dan  $50D$  terhadap outlet. Jenis meshing yang digunakan yaitu *quadrilateral map* seperti yang ditunjukkan gambar 2. Sedangkan *turbulence viscous model* yang digunakan yaitu *k- $\omega$  SST* (*Shear Stress Transport*).



Gambar 2. Jenis meshing

### 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Hasil yang diperoleh pada penelitian ini berupa distribusi koefisien tekanan ( $C_p$ ), koefisien drag ( $C_D$ ), dan visualisasi aliran yang ditunjukkan oleh *pathline*. Gambar 3 menunjukkan distribusi koefisien tekanan silinder *upstream*. Dari plot grafik tersebut terlihat bahwa trend grafik pada  $L/D$  yang berbeda hampir sama. Namun sangat berbeda dari koefisien tekanan silinder tunggal. Setelah titik stagnasi, aliran pada susunan dengan silinder pengganggu tidak mengalami akselerasi yang tajam seperti aliran pada silinder tunggal. Hal ini disebabkan adanya *blockage effect* dari celah antara silinder pengganggu dan permukaan silinder 1. Aliran mengalami akselerasi tajam mulai sudut  $50^\circ$  dan mengalami kecepatan maksimum sekitar sudut ( $\theta$ )  $60^\circ$  untuk masing-masing jarak antar silinder. Kecepatan maksimum tertinggi terjadi pada  $L/D$  2. Aliran kemudian mengalami deselerasi dan terseparasi. Separasi aliran pada silinder dengan pengganggu terjadi sekitar sudut ( $\theta$ )  $70^\circ$ , lebih cepat dari silinder tunggal yang separasi pada sudut ( $\theta$ )  $90^\circ$ .

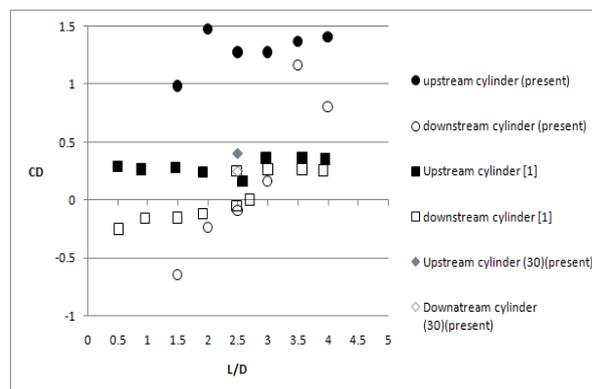


Gambar 3. Distribusi tekanan silinder *upstream*

Untuk gambar 4, menampilkan nilai koefisien drag yang diperoleh dari integrasi koefisien tekanan. Dalam grafik ini ditampilkan pula nilai koefisien drag dari penelitian **Alam, dkk** [1] dengan konfigurasi silinder tandem dengan sudut pengganggu ( $\alpha$ )  $30^\circ$  dan *blockage ratio* lebih rendah yaitu 4%. Hasil yang diperoleh menunjukkan nilai koefisien drag silinder *upstream* lebih tinggi daripada hasil penelitian **Alam, dkk** [1]. Nilai koefisien drag tertinggi terjadi pada  $L/D$  2. Jika dilihat kembali pada gambar 3, nilai  $C_p$  base  $L/D$  2 merupakan yang terendah. Hubungan antara nilai  $C_p$  dengan nilai koefisien drag yaitu semakin rendah nilai  $C_p$ , semakin tinggi nilai koefisien drag sesuai dengan penelitian **Weidman** [5] seperti yang ditunjukkan Table 1.

Penelitian numerik ini juga mengambil data koefisien drag pada sudut silinder pengganggu ( $\alpha$ )  $30^\circ$  dengan jarak antar silinder  $L/D$  2,5 dan *blockage ratio* 20%. Nilai koefisien drag yang diperoleh lebih tinggi dari hasil penelitian **Alam, dkk** [1]. Hal ini disebabkan oleh *blockage ratio* penelitian numerik lebih tinggi daripada penelitian terdahulu. Hasil ini sesuai dengan hasil penelitian **Weidman** [5] yang menyatakan bahwa semakin besar nilai *blockage ratio*, nilai koefisien drag semakin meningkat. Jika dibandingkan antara koefisien drag silinder pengganggu  $30^\circ$  dan  $60^\circ$ , nilai koefisien drag silinder pengganggu  $30^\circ$  pada  $L/D$  2,5 lebih rendah daripada nilai koefisien drag silinder pengganggu  $60^\circ$ . Hal ini menunjukkan bahwa untuk silinder *upstream*, reduksi gaya drag optimum terjadi pada sudut ( $\alpha$ )  $30^\circ$ .

Sedangkan untuk silinder *downstream*, nilai koefisien drag semakin naik dengan bertambahnya  $L/D$  sampai  $L/D$  3,5 kemudian turun kembali. Untuk  $L/D$  1,5-3, nilai koefisien drag lebih rendah dari yang diperoleh **Alam, dkk** [1]. Untuk nilai koefisien drag numerik pada sudut  $30^\circ$  menunjukkan hasil yang hampir sama dengan penelitian terdahulu, namun lebih tinggi daripada nilai koefisien drag dengan silinder pengganggu  $60^\circ$ . Hal ini menandakan *wake* silinder *upstream* dengan pengganggu  $60^\circ$  lebih lebar akibat separasi yang lebih cepat sehingga silinder *downstream* terlindungi *wake* silinder *upstream*. Dari plot grafik terlihat bahwa penggunaan silinder pengganggu pada sudut ( $\alpha$ )  $60^\circ$  tidak memberikan kontribusi pada reduksi gaya drag pada silinder *upstream*. Sedangkan untuk reduksi gaya drag pada silinder *downstream*, silinder pengganggu  $60^\circ$  lebih memberikan kontribusi daripada menggunakan silinder pengganggu  $30^\circ$ . Konfigurasi yang dapat mereduksi gaya drag optimum untuk silinder pengganggu  $60^\circ$  yaitu pada  $L/D$  1,5.

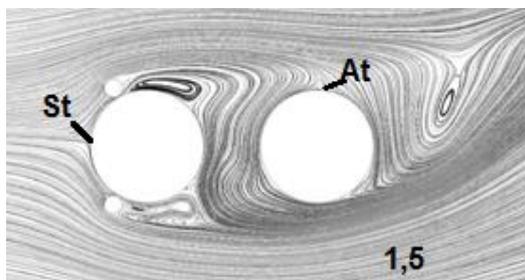


Gambar 4. Perbandingan koefisien drag

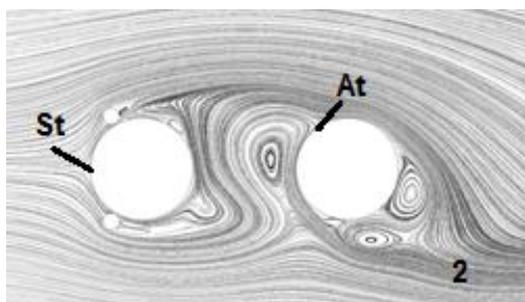
**Tabel 1.** Hasil Penelitian Weidman [5]

Diameter $\sim D$ (inches)	Blockage Ratio $\sim D/H$	$(C_{pb})_{ave}$	$C_D$
0.500	0.025	-1.155	1.210
1.00	0.050	-1.205	1.230
1.50	0.075	-1.235	1.260
2.25	0.1125	-1.340	1.320
3.50	0.175	-1.545	1.435

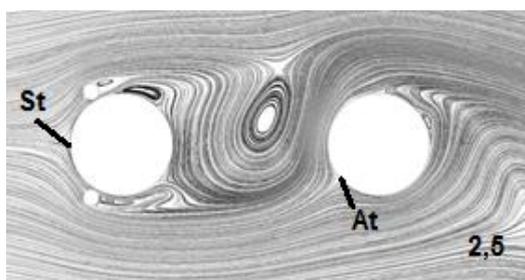
Visualisasi aliran ditunjukkan oleh gambar 5. Pada gambar, titik stagnasi ditunjukkan oleh simbol *St*, sedangkan titik *attachment* ditunjukkan oleh simbol *At*. Titik stagnasi pada silinder 1 (silinder *upstream*) tepat pada sudut  $0^\circ$ . Setelah aliran melewati celah antar silinder pengganggu dan permukaan silinder 1, aliran kemudian terseparasi tidak jauh dari sisi celah. Hal ini sesuai dengan grafik distribusi koefisien tekanan yaitu separasi terjadi pada sudut ( $\theta$ ) sekitar  $70^\circ$ . Untuk  $L/D$  1,5 wake silinder 1 melingkupi silinder 2 (silinder *downstream*). Aliran mengalami *attachment* pada sisi atas silinder 2. Adanya pengaruh dari aliran silinder *upstream* mengakibatkan nilai koefisien drag silinder *downstream* bernilai negative. Semakin jauh jarak antar silinder, interaksi *wake* silinder 1 terhadap silinder 2 mulai berkurang. Hal ini menyebabkan nilai koefisien drag mulai meningkat. Seperti yang terlihat pada gambar 5(f), aliran pada silinder *downstream* hampir seperti silinder tunggal namun titik stagnasi masih bergeser di atas sudut  $0^\circ$ .



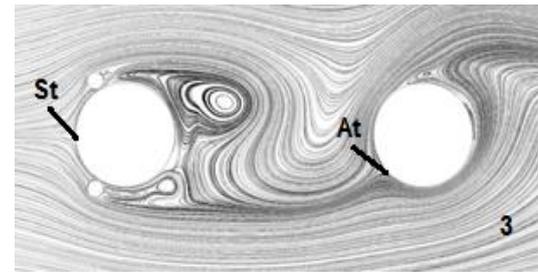
(a)



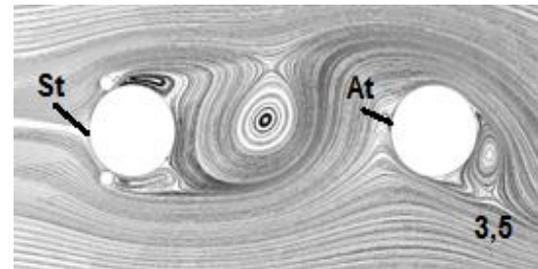
(b)



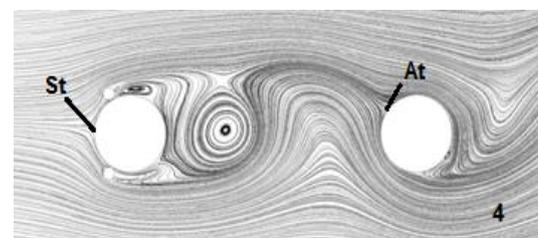
(c)



(d)



(e)



(f)

**Gambar 5.** Pathline pada  $L/D$  : (a) 1,5; (b) 2; (c) 2,5; (d) 3; (e) 3,5; (f) 4

#### 4. KESIMPULAN

Dari hasil penelitian aliran melintasi silinder tandem yang diberi silinder pengganggu secara numerik dan berdasar pembahasan diatas, dapat disimpulkan bahwa:

1. Separasi aliran silinder *upstream* lebih cepat daripada separasi aliran silinder tunggal akibat adanya silinder pengganggu pada daerah *upstream*. Separasi aliran terjadi sekitar sudut ( $\theta$ )  $70^\circ$ .
2. Semakin rendah nilai  $C_{pb}$  silinder, semakin tinggi nilai koefisien drag.
3. Pemberian silinder pengganggu pada sudut  $60^\circ$  hanya berpengaruh signifikan dalam reduksi gaya drag pada silinder *downstream*. Sedangkan pada silinder *upstream* kenaikan nilai koefisien drag maksimum yaitu 22% dari silinder tunggal.
4. Konfigurasi yang dapat mereduksi gaya drag optimum terjadi pada  $L/D$  1,5.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] Lee, Sang-Joo., Sang-Ik Lee, dan Cheol-Woo Park, "Reducing the Drag on a circular cylinder by Upstream Instalation of a Small Control Rod", Fluid Dynamic Research, Vol. 34, 30 January 2004, hal. 233-250.
- [2] Alam, Md. Mahbub, H. Sakamoto, dan M. Moriya, "Reduction of Fluid Forces Acting On A Single Circular Cylinder and Two Circular Cylinders by Using



- Tripping Rods”, *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 18, 20 July 2003, hal. 347-366.
- [3] Alam, Md. Mahbub, M. Moriya, K. Takai, dan H. Sakamoto, “Fluctuating Fluid Forces Acting on Two Circular Cylinders in a Tandem Arrangement at a Subcritical Reynolds Number”, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Vol. 91, 2003, hal. 139-154.
- [4] Daloglu, A., “Pressure Drop in A Channel With Cylinder in Tandem Arrangement”, *International Communication in Heat and Mass Transfer*, Vol.35, 3 July 2007, hal 76-83.
- [5] Weidman, P.D., “Wake Transition and Blockage Effect on Cylinder base Pressure”, Tesis, California Institute of Technology, Pasadena, 24 May 1968.

# STUDI NUMERIK KARAKTERISTIK ALIRAN MELINTASI SILINDER SIRKULAR TUNGGAL DENGAN BODI PENGGANGGU BERBENTUK SILINDER SIRKULAR PADA SALURAN SEMPIT BERPENAMPANG BUJUR SANGKAR

Diastian Vinaya Wijanarko<sup>1)</sup>, Wawan Aries Widodo<sup>2)</sup>

Jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh November<sup>1,2)</sup>

Keputih Sukolilo, Surabaya 60111. Indonesia<sup>1,2)</sup>

Phone: 085649245677

E-mail : diastian11@mhs.me.its.ac.id<sup>1)</sup>, wawanaries@me.its.ac.id<sup>2)</sup>

## ABSTRAK

Aliran fluida yang melalui sebuah silinder dapat menimbulkan gaya-gaya fluida, antara lain gaya geser, gaya normal, dan gaya hambat. Namun pada umumnya gaya hambat tidak diinginkan. Salah satu cara untuk mengurangi gaya hambat tersebut adalah dengan menambahkan bodi pengganggu pada bagian upstream. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui karakteristik aliran melewati sebuah silinder sirkular dengan bodi pengganggu, yang ditempatkan dalam saluran sempit berpenampang bujur sangkar. Bentuk dari bodi pengganggu adalah silinder sirkular sebagai upstream dengan gap dari silinder utama ( $\delta$ ) sebesar 0,4 mm. Diameter bodi pengganggu ( $d$ ) sebesar 4 mm sedangkan variasi dari posisi sudut bodi pengganggu adalah  $\alpha = 20^\circ, 30^\circ, 40^\circ, 50^\circ, 60^\circ$ , sedangkan diameter silinder sirkular utama ( $D$ ) dari penelitian ini adalah 25 mm. Bilangan Reynolds yang digunakan adalah  $3,12 \times 10^4$  berdasarkan pada diameter silinder sirkular utama dan kecepatan freestream. Penelitian dilakukan secara pemodelan numerik. Pemodelan numerik dilakukan secara dua dimensi (2D) Unsteady-RANS dengan turbulence viscous model  $k-\omega$  Shear Stress Transport. Hasil post-processing yang didapatkan dari pemodelan numerik ini menunjukkan bahwa dengan penambahan bodi pengganggu berupa silinder sirkular dapat menyebabkan perbedaan pada nilai coefficient drag ( $C_d$ ), separasi aliran, dan coefficient pressure ( $C_p$ ). Penempatan bodi pengganggu dengan  $\alpha = 30^\circ$  berhasil mereduksi gaya hambat dan menunda letak separasi masif paling signifikan.

**Kata kunci:** Bodi pengganggu silinder sirkular, saluran sempit berpenampang bujur sangkar, silinder sirkular.

## 1. PENDAHULUAN

Di dalam saluran yang dilalui fluida sering kali terdapat *bluff body* didalamnya. Adanya *bluff body* tersebut mengakibatkan timbulnya *normal stress* (tegangan normal) dan juga *shear stress* (tegangan geser). Tegangan normal timbul karena adanya tekanan dari fluida yang melintasi *bluff body*, sedangkan tegangan geser timbul karena adanya pengaruh viskositas dari fluida yang melintasi *bluff body*. Interaksi antara aliran fluida dan *bluff body* ini akan menimbulkan gaya *drag*. Gaya *drag* ini sangat dipengaruhi oleh posisi dari titik separasi aliran fluida. Banyak penelitian yang telah dilakukan untuk dapat mengurangi gaya *drag* yang terjadi ketika aliran fluida melalui *bluff body* di dalam suatu saluran. Salah satu cara untuk mengurangi gaya *drag* adalah memberikan sebuah pengganggu di bagian upstream dari sebuah *bluff body*.

Beberapa penelitian terdahulu dalam pengurangan gaya *drag* seperti yang dilakukan oleh Alam, dkk [1]. Mereka meneliti tentang pengaruh penggunaan bodi pengganggu berupa silinder sirkular terhadap silinder sirkular utama secara eksperimental. Silinder utama disusun secara *single*, *side by side* maupun *tandem*. Pemasangan batang pengganggu menggunakan variasi sudut  $\alpha$  sebagai *upstream* dan bilangan Reynolds yang digunakan  $5,5 \times 10^4$ . Hasil dari eksperimen ini didapatkan bahwa sudut  $\alpha = 30$  dapat mereduksi gaya *drag* maksimum pada silinder sirkular utama.

Daloglu [2] melakukan penelitian pada saluran sempit untuk mengetahui bahwa jarak antara dua silinder ( $s/D$ ) yang tersusun secara *tandem* sangat berpengaruh terhadap nilai *pressure drop*. Bilangan Reynolds yang digunakan  $52.000 \leq Re \leq 156.000$  dari penelitian tersebut Daloglu [2] menyata-

kan bahwa *pressure drop* pada silinder yang tersusun secara *tandem* mempunyai *pressure drop* yang lebih kecil daripada *pressure drop* pada silinder tunggal.

Pengaruh dari *blockage ratio* terhadap nilai gaya *drag* pernah dilakukan oleh Weidman [3] dan Bell [4]. Mereka meneliti sebuah *bluff body* yang ditempatkan pada *wind tunnel* dengan Reynolds Number yang tetap, diameter *bluff body* yang digunakan semakin besar. Hasil yang didapatkan dari penelitian tersebut adalah dengan semakin besarnya *blockage ratio* dapat menyebabkan  $C_D$  semakin meningkat. Dimana ketika nilai  $C_D$  meningkat berarti telah terbentuk daerah *wake* yang besar sehingga nilai *pressure drop* semakin besar pula.

Beberapa penelitian numerik yang penting dalam mendukung penelitian ini seperti yang dilakukan oleh Rahman, dkk [5]. Dalam penelitian tersebut Rahman, dkk membandingkan berbagai *turbulence modeling* pada aliran laminar dan turbulen yang melewati sebuah silinder sirkular yang secara *unsteady*. Penelitian tersebut menggunakan Model *turbulence k-ε standard*, *k-ε Realizable*, dan *k-ω SST* yang dilakukan pada Bilangan Reynolds ( $Re$ ) sebesar 1000 & 3900. Keseluruhan pemodelan tersebut akan dibandingkan dengan hasil eksperimental. Dari penelitian tersebut didapatkan bahwa pemodelan *k-ω SST* memberikan keakuratan paling mendekati dengan hasil eksperimen.

J. Freitas [6] meneliti tentang ketidakpastian dalam simulasi numerik. Hasil yang didapatkan dari penelitian tersebut adalah ketidakpastian dalam metode numerik sangat dipengaruhi oleh *turbulence modeling* yang digunakan, kerapatan meshing terutama dekat dengan *solid surface*, dan *boundary condition* yang digunakan.

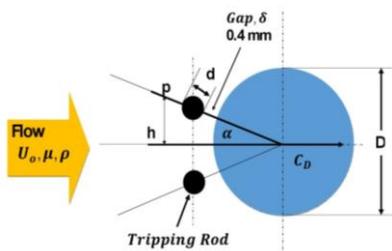
Penelitian numerik tentang reduksi gaya *drag* pada silinder sirkular dalam saluran sempit belum banyak dilakukan.

Berdasarkan penelitian diatas timbul pemikiran untuk melakukan penelitian mengenai usaha mengurangi gaya drag dan fenomena aliran yang terjadi pada melintasi sebuah silinder dengan penambahan bodi pengganggu silinder pada sebuah celah sempit berpenampang bujur sangkar. Fenomena aliran akan dikaji secara simulasi numerik dengan menggunakan perangkat lunak CFD.

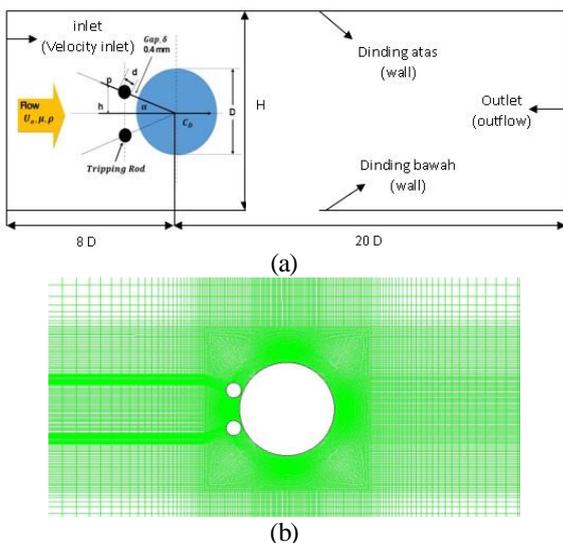
## 2. METODOLOGI

Penelitian ini akan menggabungkan penelitian yang telah dilakukan oleh Alam dkk[1] dan Daloglu [2] secara numerik dengan menggunakan CFD untuk mengkaji karakteristik aliran melewati silinder sirkular dengan bodi pengganggu berupa silinder sirkular pada saluran sempit. Diameter silinder sirkular utama ( $D$ ) sebesar 25 mm dan diameter bodi pengganggu ( $d$ ) sebesar 4 mm. *Blockage ratio* yang digunakan sebesar 20% dengan tinggi ( $H$ ) sebesar 125 mm. Jarak gap silinder utama dengan bodi pengganggu konstan dengan gap ( $\delta$ ) sebesar 0,4 mm. Sudut bodi pengganggu divariasikan pada rentang  $\alpha = 20^\circ, 30^\circ, 40^\circ, 50^\circ, 60^\circ$  dan diletakkan pada bagian *upstream* seperti yang ditunjukkan pada Gambar 1. Bilangan Reynolds ( $Re_D$ ) yang digunakan adalah  $3,12 \times 10^4$  berdasarkan pada diameter silinder sirkular utama dan kecepatan *freestream*.

Domain simulasi numerik dan bentuk meshing yang digunakan berupa *quadrilateral-map*, masing-masing ditunjukkan pada Gambar 2 (a) dan (b). Simulasi numerik tersebut dilakukan secara dua dimensi (2D) *Unsteady-RANS* dengan *turbulence viscous model k- $\omega$  Shear Stress Transport*.



**Gambar 1.** Skematik Silinder Sirkular dengan Penambahan Bodi Pengganggu silinder sirkular



**Gambar 2.** (a) Geometry Set-Up Untuk Silinder Sirkular dengan penambahan bodi pengganggu berupa silinder sirkular; (b) Bentuk Meshing 2-Dimensi (2-D) Quadrilateral-Map

## 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Fokus utama dari penelitian ini adalah mengetahui karakteristik aliran melintasi sebuah silinder pada saluran sempit berpenampang bujur sangkar yang dikaji dengan menggunakan metode numerik. Data-data yang ditampilkan dalam penelitian ini berupa koefisien tekanan di permukaan silinder utama ( $C_p$ ), koefisien drag, serta visualisasi aliran berupa *pathline*.

### Validasi Numerik

Untuk memvalidasi metode numerik yang digunakan, data hasil simulasi numerik akan dibandingkan dengan hasil eksperimen yang telah dilakukan oleh Alam, dkk [1] dan numerik yang dilakukan oleh Zhou, dkk [6] pada  $Re = 5,5 \times 10^4$ .

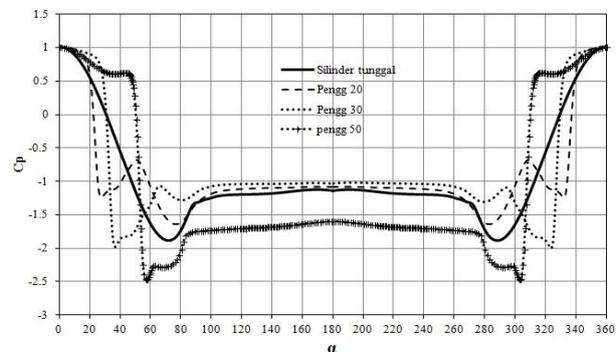
**Tabel 1.** Nilai  $St$  dan  $C_d$  Silinder Sirkular pada  $Re = 5,5 \times 10^4$

	$St$	$C_d$
Numerik	0,21	1,08
Alam, dkk [1]	0,186	1,12
Zhou, dkk [6]	0,2502	1,062

Tabel 1 menunjukkan perbandingan nilai strouhal number ( $St$ ) dan koefisien drag ( $C_d$ ) antara hasil numerik dan eksperimen dimana strouhal number didefinisikan sebagai  $St = fD/U_\infty$  dengan  $f$  didefinisikan sebagai *vortex shedding*. Hasil dari perbandingan tersebut menunjukkan bahwa nilai  $C_d$  dan  $St$  pada penelitian numerik ini memberikan kesesuaian yang baik dibandingkan dengan penelitian eksperimen Alam, dkk dan Zhou, dkk.

### Distribusi Koefisien Tekanan ( $C_p$ ) Silinder Utama dengan Penambahan Bodi Pengganggu

Aliran fluida yang melewati sebuah *bluff body* akan menyebabkan interaksi antara keduanya. Interaksi tersebut dapat ditunjukkan dengan menampilkan distribusi koefisien tekanan ( $C_p$ ). Grafik koefisien tekanan memberikan informasi tentang evolusi aliran melintasi permukaan lengkung silinder sirkular. Perbandingan koefisien tekanan silinder sirkular tunggal dengan penambahan bodi pengganggu dapat dilihat pada Gambar 3.



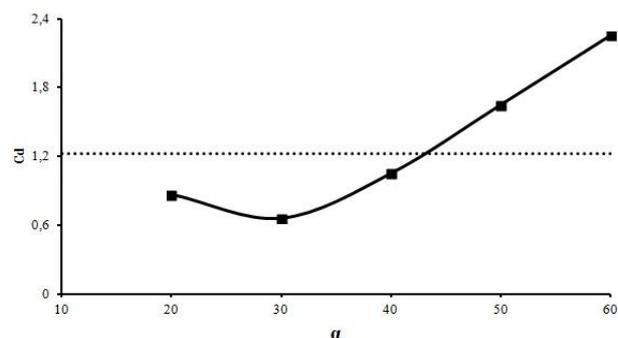
**Gambar 3.** Grafik Distribusi Koefisien Tekanan Silinder Sirkular Tunggal dan Silinder Sirkular dengan Variasi Bodi Pengganggu ( $d/D = 0,16$ )

Berdasarkan gambar diatas, terlihat adanya perbedaan pada posisi akselerasi maksimum dan separasi masif. Letak

titik stagnasi pada silinder tunggal dan silinder+pengganggu memiliki nilai yang sama, yaitu sebesar 1. Pada silinder sirkular tunggal titik separasi masif terjadi pada sudut  $\approx 87^\circ$  dengan nilai  $C_p$  sebesar -1,14. Pada pengganggu  $\alpha = 20^\circ$  dan  $30^\circ$  terjadi *reattachment* terhadap silinder sirkular utama yang disebabkan oleh posisi bodi pengganggu pada bagian upstream silinder. Adanya *reattachment* tersebut menyebabkan titik separasi pada pengganggu  $\alpha = 30^\circ$  tertunda melebihi silinder sirkular utama, yaitu pada sudut  $\approx 110^\circ$  dengan  $C_p$  sebesar -1,035. Titik separasi pada silinder dengan pengganggu  $20^\circ$  berada pada sudut  $\approx 100^\circ$  dengan nilai  $C_p$  sebesar -1,1082. Silinder sirkular dengan penambahan bodi pengganggu  $\alpha = 50^\circ$  memiliki titik separasi terkecil dibandingkan dengan pengganggu dengan sudut ( $\alpha$ ) =  $20^\circ$  dan  $30^\circ$ , hal ini disebabkan aliran setelah melewati silinder pengganggu tidak mengalami *reattachment* sehingga aliran yang melewati silinder utama mengalami separasi masif lebih awal akibat tidak mampu melawan *adverse pressure gradient* yang ada. Pengganggu dengan sudut  $\alpha = 50^\circ$  memberikan nilai akselerasi maksimum paling tinggi, kemudian diikuti oleh pengganggu  $30^\circ$  dan  $20^\circ$ . Titik separasi masif terbesar terjadi pada silinder dengan sudut pengganggu  $30^\circ$ .

### Gaya Hambat Silinder dengan Penambahan Bodi Pengganggu

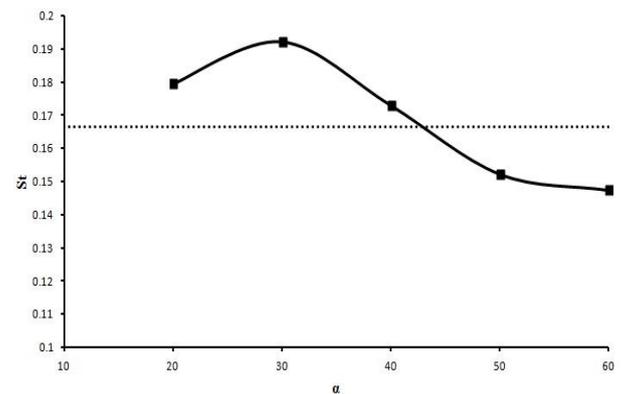
Letak titik separasi, akselerasi maksimum dapat mempengaruhi besarnya nilai koefisien drag. Berdasarkan fenomena aliran yang terjadi pada grafik koefisien tekanan kita dapat mengetahui reduksi gaya drag yang terjadi pada silinder sirkular utama dengan adanya penambahan bodi pengganggu. Kemampuan bodi pengganggu untuk mereduksi gaya drag pada silinder sirkular utama dijelaskan pada Gambar 4.



**Gambar 4.** Grafik Nilai  $C_d$  Silinder Sirkular Tunggal dan Silinder Sirkular dengan Variasi Bodi Pengganggu ( $d/D = 0,16$ )

Dari gambar 4 dapat kita lihat pengaruh penempatan sudut ( $\alpha$ ) bodi pengganggu terhadap nilai koefisien drag silinder sirkular utama. Penambahan bodi pengganggu dengan efektif dapat mereduksi gaya drag pada sudut  $\alpha \leq 40^\circ$ . Reduksi  $C_d$  paling maksimum didapatkan pada pengganggu  $\alpha = 30^\circ$ , yaitu sebesar 46%. Pada grafik diatas menunjukkan pada  $\alpha > 30$  nilai  $C_d$  mengalami peningkatan hingga pada  $\alpha > 40$  penambahan bodi pengganggu tidak memberikan pengaruh signifikan dalam mereduksi gaya hambat, bahkan memberikan nilai gaya drag yang melebihi silinder utama. Besarnya nilai koefisien drag sangat dipengaruhi oleh letak titik separasi, *reattachment* aliran, serta akselerasi maksimum.

### Strouhal Number

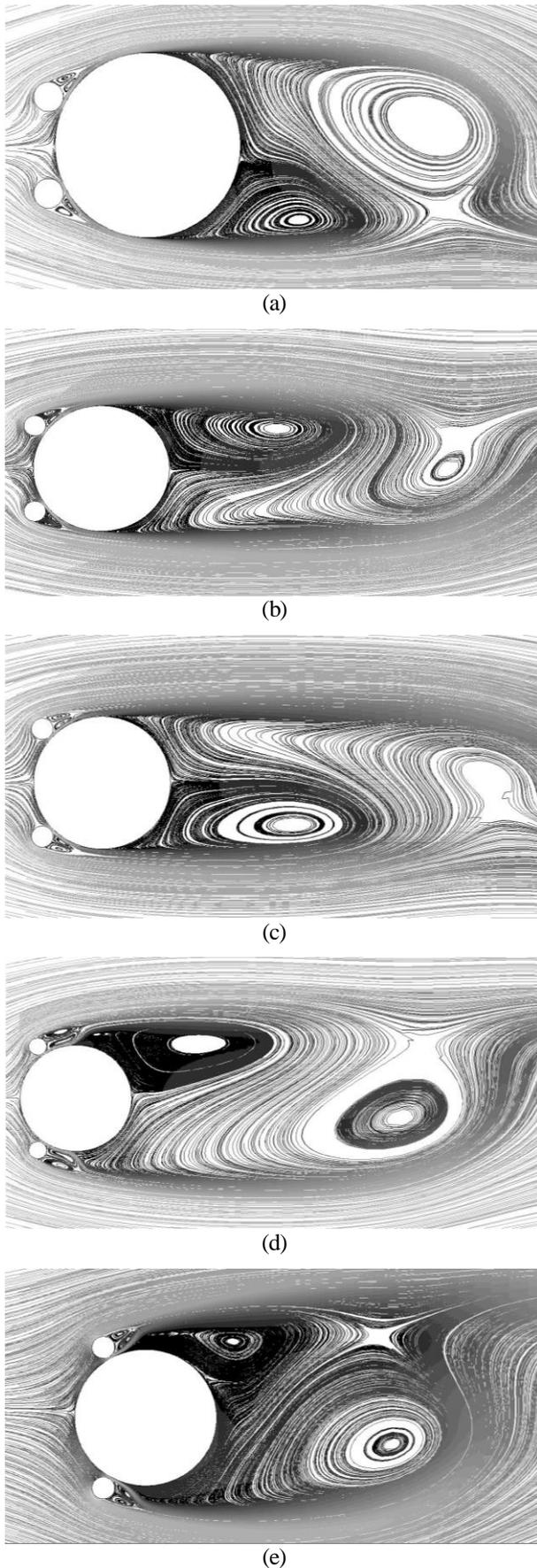


**Gambar 5.** Grafik Strouhal Number Silinder Sirkular Tunggal dan Silinder Sirkular dengan Variasi Bodi Pengganggu ( $d/D = 0,16$ )

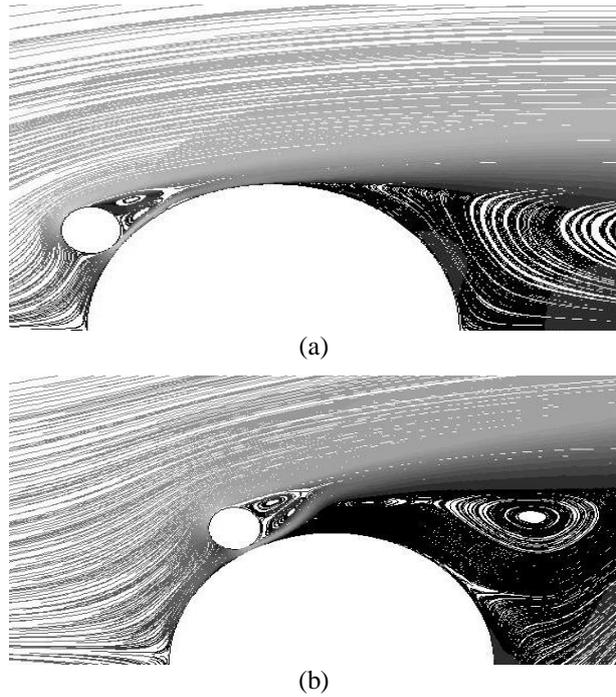
Strouhal didefinisikan sebagai  $St = fD/U_{\infty}$ , dengan  $f$  adalah *vortex shedding frequency* dari silinder sirkular. *Vortex shedding* dapat hitung melalui lift fluktuasi Gambar 5 menjelaskan tentang hubungan posisi sudut bodi pengganggu terhadap *strouhal number*. Distribusi *strouhal number* berbeda terhadap perubahan sudut bodi pengganggu. Pada grafik diatas dapat kita ketahui nilai *strouhal number* pada silinder sirkular tunggal sebesar 1,667. Nilai dari *strouhal number* berbanding terbalik terhadap gaya drag pada sudut  $\alpha$  antara  $20^\circ$  sampai dengan  $30^\circ$  dengan nilai *strouhal number* maksimum terdapat pada  $\alpha = 30^\circ$ . Nilai maksimum pada sudut  $\alpha = 30^\circ$  disebabkan oleh nilai  $C_d$  dan tertundanya separasi masif pada silinder sirkular utama, hal ini sesuai dengan yang hasil penelitian yang dilakukan oleh Tsutsui dan Igarasi [7], Alam, dkk [1] dan Zhou [6]. Tertundanya separasi masif menyebabkan lebar dari separasi shear layer berkurang, oleh karena itu nilai dari *strouhal number* bertambah menjadi lebih besar.

### Visualisasi Aliran

Pada bagian ini akan dijelaskan visualisasi aliran yang terjadi pada berbagai sudut bodi pengganggu. Pada gambar (a) dan (b) dapat diketahui bahwa aliran setelah melewati bodi pengganggu mengalami *attach* terhadap silinder sirkular utama, hal tersebut membuat aliran melewati silinder sirkular dapat lebih menahan adanya *adverse pressure gradient* sehingga separasi menjadi masif lebih tertunda. Sedangkan pada gambar (c), (d), dan (e) aliran setelah melewati bodi pengganggu tidak mengalami *attach* terhadap silinder sirkular utama sehingga aliran yang melewati silinder sirkular utama mengalami separasi masif lebih dini akibat tidak mampu melawan *adverse pressure gradient*. Gambar 7 (a) dan (b) menunjukkan posisi *reattachment* dan separasi aliran pada silinder dengan pengganggu  $30^\circ$  dan  $60^\circ$ . Wake yang terjadi pada bodi pengganggu  $30^\circ$  dapat mencegah aliran yang melewati silinder utama terseparasi masif secara dini, hal ini ditunjukkan pada gambar 7(a). Separasi aliran pada bodi pengganggu  $60^\circ$  tidak mampu menghambat laju aliran yang melewati silinder utama, hal ini menyebabkan aliran setelah melewati celah antara bodi pengganggu dan silinder utama langsung terseparasi tanpa mengalami defleksi terlebih dahulu.



**Gambar 6.** Visualisasi Aliran Berupa Pathline pada Silinder Sirkular Tunggal dan Silinder Sirkular dengan Variasi Bodi Pengganggu ( $d/D = 0,16$ ) pada Sudut  $\alpha =$  (a) 20, (b) 30, (c) 40, (d) 50, (e) 60.



**Gambar 7.** Visualisasi Aliran Berupa Pathline yang Menunjukkan Posisi Reattachment dan Separasi Aliran. (a) Pengganggu  $30^0$ , (b) pengganggu  $60^0$

#### 4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil simulasi Numerik yang telah dilakukan secara dua dimensi (2D) *Unsteady-RANS* dengan *turbulence viscous model k- $\omega$  Shear Stress Transport* pada  $Re_d = 3,12 \times 10^4$  dan  $d/D = 0,16$  didapatkan data-data kuantitatif dan kualitatif untuk menjelaskan fenomena aliran yang terjadi pada aliran melewati sebuah silinder sirkular tunggal dengan penambahan bodi pengganggu berupa silinder sirkular pada saluran sempit berpenampang segi empat. Kesimpulan yang didapatkan dari penelitian ini yaitu:

1. Penambahan bodi pengganggu pada bagian upstream dapat mereduksi nilai koefisien drag pada silinder utama paling signifikan didapatkan pada pengganggu dengan sudut  $\alpha = 30^0$ , yaitu sebesar 46 %. Penambahan pengganggu  $\alpha = 20^0$  mereduksi koefisien drag sebesar 29% sedangkan pada pengganggu  $\alpha = 40^0$  mereduksi nilai koefisien drag sebesar 14% .
2. Reduksi nilai koefisien drag ( $C_d$ ) tidak efektif lagi pada silinder sirkular dengan penambahan bodi pengganggu  $\alpha = 50^0$  dan  $60^0$ . Nilai koefisien drag pada pengganggu tersebut melebihi nilai koefisien drag pada silinder sirkular tunggal, dimana nilai *over* dari koefisien drag pada pengganggu  $\alpha = 50^0$  dan  $60^0$  sebesar 35% dan 85%.
3. Adanya *reattachment* pada pengganggu  $30^0$  dapat menunda terjadinya separasi masif menjadi  $\approx 110^0$ , hal ini tentunya dapat menyebabkan nilai  $C_d$  pada penambahan pengganggu tersebut menjadi lebih kecil dibandingkan dengan silinder sirkular tunggal. Pada pengganggu  $20^0$  *reattachment* tidak memberikan pengaruh secara signifikan pada separasi masif, tetapi dengan adanya *reattachment* dapat menyebabkan nilai  $C_d$  pada pengganggu  $20^0$  lebih kecil dibandingkan dengan silinder sirkular tunggal.
4. Silinder sirkular dengan pengganggu  $50^0$  dan  $60^0$  tidak mengalami *reattachment* yang menyebabkan aliran tidak



mampu melawan *adverse pressure gradient* sehingga separasi aliran pada silinder sirkular utama terjadi lebih awal.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] Alam, Md. Mahbub, Sakamoto, H., dan Moriya M., "Reduction of Fluid Forces Acting On A Single Circular Cylinder and Two Circular Cylinders by Using Tripping Rods", *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 18, 20 July 2003, hal. 347-366.
- [2] Daloglu, A., "Pressure Drop in A Channel With Cylinder in Tandem Arrangement", *International Communication in Heat and Mass Transfer*, Vol.35, 3 July 2007, hal 76-83.
- [3] Weidman, P.D., "Wake Transition and Blockage Effect on Cylinder base Pressure", Tesis, California Institute of Technology, Pasadena, 24 May 1968.
- [4] Rahman, Md. Mahbubar, Karim, Md. Mashud, dan Alim, A., "Numerical Investigation of Unsteady Flow Past a Circular Cylinder Using 2-D Finite Volume Method", *Journal of Naval Architecture and Marine Engineering* Vol. 4, June 2007, hal. 27-42.
- [5] Freitas, J.C., "The Issue of Numerical Uncertainty", 2nd International Conference on CFD in the Minerals and Process Industry, Melbourne, Australia, 6-8 December 1999.
- [6] Zhou, C. y., Wang, L., dan Huang, W., "Numerical Study of Fluid Force Reduction on a Circular Cylinder Using Tripping Rods", *Journal of Mechanical Science and Technology* 21, 25 Mei 2007, hal. 1425-1434.
- [7] Tsutsui, T. dan Igharasi, T., "Drag Reduction of A Circular in An Air-Stream", *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Vol. 9, 2002, hal. 527-541.



## GELOMBANG DETONASI MARGINAL CAMPURAN BAHAN BAKAR HIDROGEN, OKSIGEN dan ARGON

Ari Dwi Prasetyo<sup>1)</sup>, Jayan Sentanuhady<sup>2)</sup>  
Jurusan Teknik Mesin Universitas Gadjah Mada<sup>1,2)</sup>  
Jalan Grafika 2, kampus UGM, Yogyakarta 55281. Indonesia<sup>1,2)</sup>  
Phone & Fax: 0062-274-513668<sup>1,2)</sup>  
E-mail : aridp,viola@gmail.com<sup>1)</sup>, jayan@ugm.ac.id<sup>2)</sup>

### ABSTRAK

Pada proses pembakaran (*combustion*), gelombang detonasi terbentuk ketika gelombang pembakaran (*reaction wave*) berhimpit dengan gelombang kejut (*shock wave*) pada kecepatan supersonik. *Shock wave* yang memiliki tekanan tinggi, akan sangat berbahaya bagi keselamatan manusia apabila kecelakaan detonasi terjadi. Dalam kondisi campuran kaya (*rich mixtures*) maupun miskin (*lean mixtures*), gelombang detonasi masih mungkin dapat merambat dengan hanya menggunakan satu *cell* detonasi saja. Dengan mengetahui batasan detonasi di daerah marginal, akibat-akibat kecelakaan karena detonasi dapat dihindarkan atau diminimalisir. Pada eksperimen ini berbagai variasi konsentrasi campuran gas hidrogen dan oksigen digunakan sebagai campuran bahan bakar utama dan ditambahkan gas argon untuk mengendalikan laju reaksi. Campuran bahan bakar tersebut di uji pada pipa uji detonasi berpenampang lingkaran yang telah dilengkapi sensor tekanan dan ionisasi untuk memperoleh karakteristik gelombang pembakaran. Eksperimen ini dilakukan pada temperatur ruangan dan tekanan awal 100 kPa. Hasil eksperimen memperlihatkan daerah marginal dari campuran bahan bakar hidrogen dan oksigen tanpa argon, pada 30% - 80% vol. hidrogen. Sedangkan pada campuran bahan bakar dengan penambahan argon, batasan daerah marginal akan semakin menyempit sebagai akibat penurunan laju reaksi pembakaran.

**Kata kunci:** *Combustion, Detonation, Marginal, Reaction Wave, Shock Wave*

### 1. PENDAHULUAN

Semakin tingginya kebutuhan akan energi, serta makin menipisnya cadangan energi di Indonesia, ditambah tingginya harga minyak mentah di pasar dunia, membuat pemerintah melakukan langkah penghematan energi, salah satunya dengan membatasi penggunaan bahan bakar minyak. Hal ini berdampak dengan meningkatnya penggunaan bahan bakar gas untuk kalangan industri dan masyarakat. Penggunaan gas hidrogen pada sektor industri sebenarnya bukan hal baru, akan tetapi masih segelintir industri di Indonesia yang telah memanfaatkannya. Sifat fisis hidrogen sangat reaktif dan mudah terbakar bila bercampur dengan udara, sehingga membutuhkan penanganan khusus selama proses produksi, *delivery* hingga penyimpanannya. Selain itu cepat rambat pembakarannya dapat melebihi kecepatan supersonik hanya dalam jarak 20 cm dari sumber titik api. Pada proses pembakaran (*combustion*), gelombang detonasi terbentuk ketika gelombang pembakaran (*reaction wave*) berhimpit dengan gelombang kejut (*shock wave*) pada kecepatan supersonik. *Shock wave* yang memiliki tekanan tinggi, akan sangat berbahaya bagi keselamatan manusia apabila kecelakaan detonasi terjadi. Dalam kondisi campuran kaya (*rich mixtures*) maupun miskin (*lean mixtures*), gelombang detonasi masih mungkin dapat merambat dengan hanya menggunakan satu *cell* detonasi saja.

Pemahaman dan pengetahuan tentang proses perambatan gelombang detonasi marginal dari campuran bahan bakar gas di dalam pipa adalah hal yang sangat penting untuk diketahui, hal ini digunakan untuk memprediksi resiko-resiko yang mungkin timbul akibat pembakaran gas hidrogen, sehingga resiko bahaya yang ditimbulkan dapat diminimalisir.

Eksperimen ini bertujuan untuk mengetahui karakteristik dan pola rambatan gelombang detonasi marginal dari campuran gas hidrogen dengan oksigen dengan penambahan diluent argon. Diharapkan hasil dari eksperimen ini dapat berkontribusi dalam pengembangan di bidang teknologi pembakaran.

Beberapa penelitian telah dilakukan untuk menginvestigasi gelombang detonasi marginal. Roger et al (1973) menganalisis struktur dari gelombang detonasi marginal pada pipa berdiameter 3x1/4 inch menggunakan bahan bakar hidrogen, oksigen dan argon pada tekanan awal 58 torr menggunakan kombinasi metode laser streak schlieren dan smoked foil records. Menyimpulkan ukuran *cell* detonasi meningkat mencapai 2,29 kali dari yang biasanya.

Guirao et al (1982) melakukan investigasi efek *equivalence ratio* (ER) dari campuran bahan bakar gas hidrogen dengan udara dengan menggunakan teknik pengukuran *cell* detonasi, diameter kritis pipa dan energi kritis untuk inisiasi. Campuran bahan akan kurang sensitif untuk detonasi jika gas *inert* ditambahkan ke dalam campuran gas. Sedangkan pada temperatur rendah, penambahan gas *diluent* seperti uap air, karbon dioksida, argon, nitrogen ke dalam campuran hidrogen-udara dapat membantu pengendalian gelombang detonasi secara efektif.

Sentanuhady et al. (2005) yang menginvestigasi *detonation limit* dari bahan bakar hidrogen-oksigen yang dicampur dengan argon sebagai *diluent*. Detonasi akan merambat dengan mudah jika campuran bahan bakar hidrogen-oksigen dan argon adalah sekitar 1,3. Kondisi campuran bahan bakar dengan *equivalence ratio* yang kurang dari 1,3 akan menyebabkan kecepatan reaksi menurun, sehingga tidak mampu mengejar *shock wave* yang merambat di depan *reaction wave*.

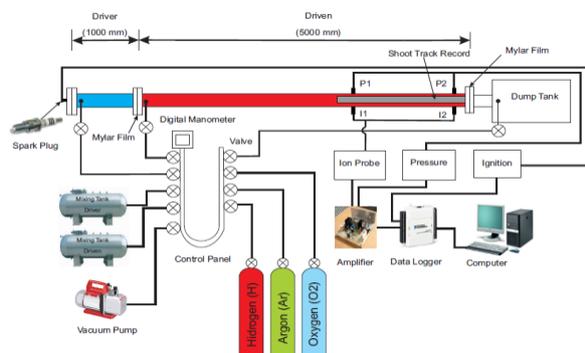
## 2. METODOLOGI

**Tabel 1.** Kondisi Eksperimen

Parameter	Driver	Driven
Fuel	Hidrogen	Hidrogen
Oxidizer	Oksigen	Oksigen
Equivalence ratio ( $\Phi$ )	1 ( <i>stoichiometri</i> )	Variasi
Initial Pressure ( kPa)	100	100
Temperature ( $^{\circ}\text{C}$ )	Suhu ruang	Suhu ruang
Diluent	-	Argon

Eksperimen ini menggunakan alat Pipa Uji Detonasi (PUD) berpenampang lingkaran, berdiameter 50 mm dengan panjang total 6000 mm. PUD ini dibagi dalam 2 bagian utama, yaitu *driver section* dan *driven section*. *Driver section* dibutuhkan untuk menciptakan energi inisiasi yang besar yang akan digunakan untuk menginisiasi campuran bahan bakar pada *driven section*. Pada sambungan antar *section* tersebut dipasang *mylar film* guna mencegah bercampurnya gas yang memiliki komposisi berbeda didalam PUD.

Dua sensor tekanan dan dua sensor ionisasi dipasang saling berhadapan di *driven section*, sensor tekanan berguna untuk mendeteksi tekanan *shock wave* sedangkan sensor ionisasi berguna untuk mendeteksi waktu kedatangan *reaction front*. Dengan menggunakan kedua sensor tersebut, kecepatan rata-rata dari *detonation wave* akan dapat dihitung dengan tepat. Sensor tekanan dan sensor ionisasi tersebut dihubungkan dengan *amplifier* dan digital data recorder untuk memperoleh data yang dapat diolah dan divisualisasikan di komputer.



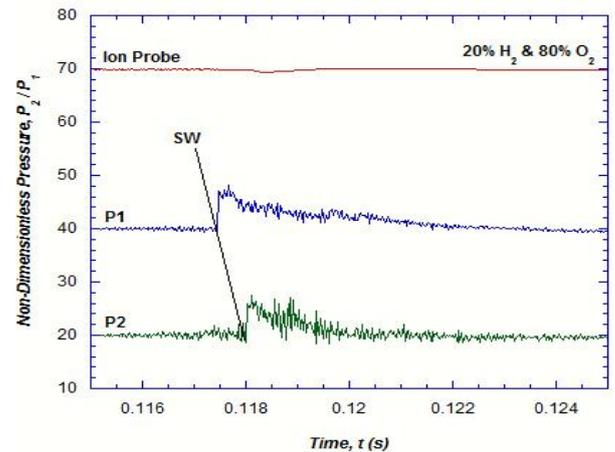
**Gambar 1.** Skematik Pipa uji detonasi

Busi (*spark plug*) dan unit *coil* dari kendaraan bermotor digunakan sebagai sumber energi untuk mengawali proses pembakaran dalam *driver section*. *Flow field* dari proses pembakaran di dalam PUD direkam dengan teknik *soot track record* untuk mendapatkan gambaran *detonation cell*, sehingga mekanisme dari detonasi marginal dapat dipahami.

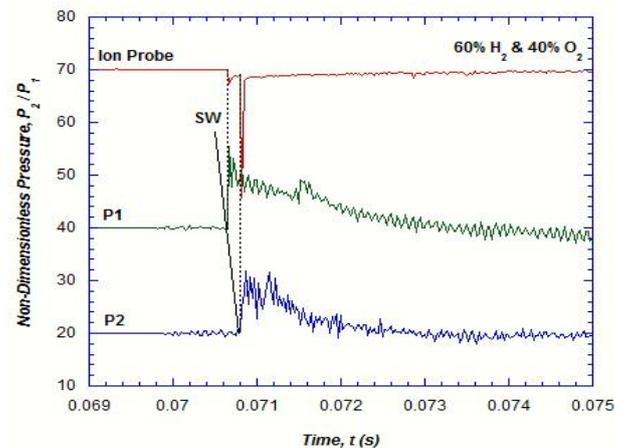
Gas uji yang digunakan dalam eksperimen ini adalah campuran gas Hidrogen, Oksigen, dan Argon dengan *equivalence ratio* yang bervariasi. Proses pengisian (*filling*) campuran bahan bakar gas (*premixed gas*) ke dalam PUD dikontrol dengan *high-precision digital pressure sensor* (FESTO) sehingga didapatkan keakuratan tekanan awal (*initial pressure*) campuran bahan bakar gas di dalam PUD. Tekanan awal campuran bahan bakar di dalam PUD 100 kPa, mengacu kondisi yang umum digunakan pada sistem saluran bahan bakar roket cair. Sedangkan temperatur dimana eksperimen ini dilaksanakan berada pada temperatur ruangan yaitu sekitartar 27–33  $^{\circ}\text{C}$ . Secara detail, bahan bakar dan kondisi eksperimen ditampilkan pada tabel 1.

## 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Gambar 2, merupakan contoh hasil dari perekaman proses pembakaran hydrogen dan oksigen dengan menggunakan sensor tekanan dan ionisasi. Gambar tersebut menunjukkan rekaman profil tekanan *shock wave* dan profil *reaction front* disepanjang bagian *driven section*. Gambar 2a menunjukkan kondisi deflagrasi, hal ini ditandai dengan kenaikan tekanan *shock wave* yang tidak diikuti dengan turunnya sinyal ionisasi. Sedangkan gambar 2b menunjukkan peristiwa detonasi, dimana kenaikan tekanan *shock wave* dibarengi dengan turunnya sinyal ionisasi dalam kondisi behimpit.



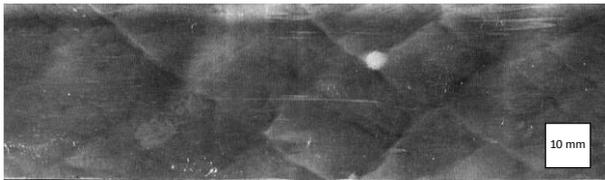
(a)



(b)

**Gambar 2.** Profil tekanan *shock wave* dan *reaction wave* pada kasus *detonation* dan *deflagration*

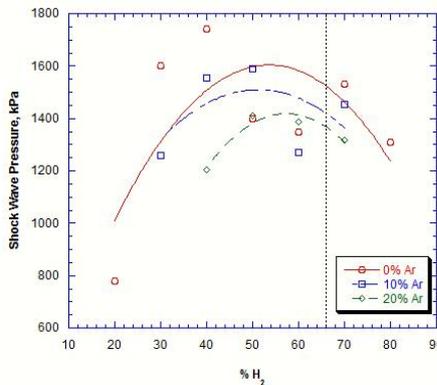
Gambar 3 menunjukkan tipikal struktur *cell* detonasi pada kasus bahan bakar dengan 30 % vol.  $\text{H}_2$  dan 60 % vol.  $\text{O}_2$ . Dari pengukuran didapatkan bahwa ukuran *cell* rata-rata untuk kasus ini adalah 19 mm dan strukturnya tidak reguler karena ukuran *cell* antara bagian upstream (kiri) dengan bagian downstream (kanan) berbeda. Bagian *upstream* ukuran *cell*-nya lebih besar dari pada bagian *downstream*, hal ini menandakan bahwa pada bagian *upstream* detonasi merambat pada kecepatan yang lebih lambat dari pada bagian *downstream*. Proses percepatan rambat detonasi ini menunjukkan bahwa proses *deflagration to detonation transmission* (DDT) telah terjadi beberapa centimeter sebelum daerah *window* dimana *soot track record* diletakkan.



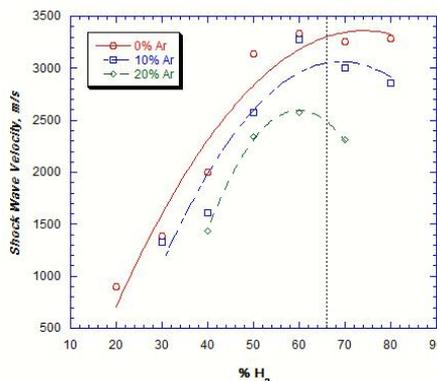
**Gambar 3.** Struktur *cell* detonasi pada kasus 30% vol. H<sub>2</sub> dan 70% Vol. O<sub>2</sub>

Dari data-data hubungan tekanan *shock wave* dan waktu kedatangan *reaction wave* pada suatu posisi, serta dengan bantuan keberadaan *cell detonasi*, gelombang detonasi marginal dapat diperoleh.

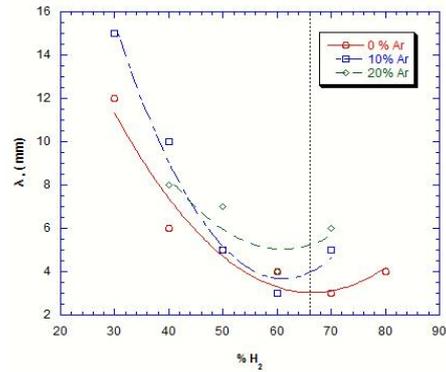
Gambar 4 menjelaskan bahwa besarnya konsentrasi bahan bakar cenderung berpengaruh pada kenaikan tekanan *shock wave*. Tekanan *shock wave* akan dalam kondisi maksimum ketika konsentrasi hidrogen mendekati stoikiometri, hal ini dikarenakan dalam kondisi tersebut bahan bakar tereaksi sempurna dengan oksidiser sehingga heat relese yang dihasilkan besar dan bereaksi menghasilkan kenaikan tekanan yang tinggi. Hal ini juga dipertegas pada gambar 5 dimana pada kondisi mendekati stoikiometri diperoleh kenaikan kecepatan yang maksimum. Penambahan diluent argon mampu mengendalikan reaksi pembakaran yang ditandai dengan penurunan tekanan dan kecepatan *shock wave*, hal tersebut dikarenakan adanya penyerapan *heat release* oleh diluent argon yang mengakibatkan penurunan laju reaksi pembakaran. Semakin besar konsentrasi diluent yang ditambahkan, dapat merubah gelombang detonasi menjadi deflagarasi sebagai akibat penurunan tekanan dan kecepatan *shock wave*.



**Gambar 4.** Hubungan konsentrasi hidrogen terhadap kenaikan tekanan *shock wave*



**Gambar 5.** Hubungan konsentrasi hidrogen terhadap kecepatan *shock wave*



**Gambar 6.** Pengaruh konsentrasi hidrogen terhadap ukuran sel detonasi

Gambar 6 menunjukkan karakteristik detonasi dapat digambarkan dari struktur sel yang dihasilkan ketika proses pembakaran gas hidrogen dan oksigen berlangsung. Proses pembentukan sel detonasi diawali oleh adanya interaksi (*collision*) antar *triple point* yaitu *shock wave*, *mach stem* dan *reflection wave*. Berdasarkan perhitungan ukuran lebar sel detonasi pada gambar 6 terlihat bahwa ukuran lebar sel detonasi relatif konstan ketika kondisi campurannya mendekati stoikiometri. Sedangkan pada saat kondisi campurannya kaya dan miskin ukuran lebar sel-sel detonasi cenderung semakin bertambah. Perubahan ukuran lebar sel detonasi ini disebabkan oleh pengaruh kecepatan perambatan detonasi yang berbeda-beda pada tiap-tiap kondisi campuran gas hidrogen-oksigen-Argon. Akibat dari perbedaan kecepatan reaksi dari campuran bahan bakar tersebut, interval tumbukan akan semakin cepat, sehingga sel detonasi akan semakin kecil bila kecepatan detonasi meningkat.

#### 4. KESIMPULAN

Dari hasil eksperimen ini diperoleh kesimpulan bahwa pada kondisi campuran kaya (*rich Mixture*) maupun campuran miskin (*lean mixture*) detonasi masih mampu terbentuk. Minimal pada konsentrasi 30% vol.H<sub>2</sub> dan maksimal pada konsentrasi 80% vol.O<sub>2</sub> Penambahan diluent argon kedalam campuran hidrogen dan oksigen terbukti dapat mengendalikan laju reaksi pembakaran. Hal ini di buktikan dengan penurunan tekanan dan kecepatan *shock wave* yang berbanding terbalik dengan kenaikan konsentrasi diluent argon.

Ukuran *cell* detonasi cenderung meningkat pada campuran kaya atau miskin dan cenderung mengecil pada kondisi mendekati stoikiometri. Penambahan diluent argon mengakibatkan ukuran *cell* detonasi membesar sebagai kompensasi penurunan laju reaksi pembakaran.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] Guirao CM, Knystautas R, Lee JH, Benedick W, Berman M, 1982, *Hydrogen-Air Detonations*, Proceeding of the 19th Combustion Institute, 583-590
- [2] Sentanuhady J., Obara T., and Ohyagi S., *Detonability Limits of Hydrogen Air Mixture Diluted by Argon*, Proceeding of Japan Explosive Society, vol.-, pp.-,2004
- [3] Strehlow, Roger A., Crooker, Andrew J, (1973): *The structure of marginal detonation waves*, Acta Astronautika vol 1, pp. 305-315, pergamon press, USA.



- [4] Ciccarelli G, Ginsberg T, Boccio JL (1997) The influence of Initial Temperature on the Detonability Characteristics of Hydrogen-Air-Steam Mixtures. *Combustion Science and Technology*, 128:181-196.



## SIMULASI NUMERIK DENGAN PENDEKATAN URANS PADA ALIRAN YANG MELINTASI SUSUNAN DUA SILINDER SIRKULAR SIDE BY SIDE DEKAT DINDING

A. Grummy Wailanduw<sup>1)</sup>, Triyogi Yuwono<sup>2)</sup>, Wawan Aries Widodo<sup>3)</sup>  
mahasiswa S-3 Pascasarjana ITS Surabaya, Dosen Jurusan Teknik Mesin FT-Unesa<sup>1)</sup>  
Jalan Ketintang, Kampus FT-Unesa, Surabaya  
Phone: 031-8280009 pes. 502  
Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS Surabaya<sup>2,3)</sup>  
Jalan Sukolilo, Kampus FTI-ITS, Surabaya<sup>2,3)</sup>  
E-mail: grummy\_wailanduw@yahoo.co.id<sup>1)</sup>, wawanaries@me.its.ac.id<sup>3)</sup>  
contact person: 0817585708

### ABSTRAK

Penelitian aliran yang melintasi susunan dua silinder sirkular side by side di center line telah banyak dilakukan, baik secara eksperimen, simulasi, maupun visualisasi. Fenomena aliran yang terjadi di sekeliling silinder akan berbeda, ketika susunan dua silinder sirkular side by side tersebut diletakkan dekat dinding. Penelitian ini bertujuan untuk mengungkap fenomena aliran apabila ada dinding yang diletakkan dekat silinder tersebut. Metode simulasi numerik disini menggunakan bantuan software FLUENT 6.3.26, dan susunan silinder sirkular pada  $T/D=0,5$  dan  $T/D=1,0$  ditempatkan dekat dengan rasio  $G/D=0,2$  dengan bilangan Reynolds  $5,4 \times 10^4$  berdasarkan diameter silinder. Berdasarkan penelitian tersebut, pressure coefficient ( $C_p$ ) dari upper cylinder dan lower cylinder antara hasil eksperimen dan hasil simulasi numerik memiliki trend yang serupa, begitu juga untuk dinding. Selanjutnya dari grafik pressure contour maupun vorticity contour, diperoleh posisi titik stagnasi yang tidak sama pada kedua rasio di atas. Dari hasil simulasi ini juga dapat dilihat bahwa daerah dibelakang silinder sirkular, antara upper dan lower cylinder terjadi perbedaan pola vortex shedding antara jarak rasio yang kecil dan rasio yang besar.

**Kata kunci:** simulasi numerik, URANS, side by side, silinder sirkular dekat dinding

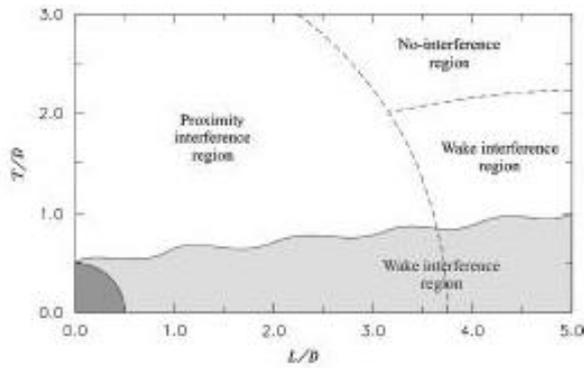
### 1. PENDAHULUAN

Aliran yang melintasi susunan dua silinder sirkular akan berinteraksi satu dengan lain, artinya aliran pada *upstream cylinder* akan mempengaruhi aliran pada *downstream cylinder* ataupun sebaliknya. Fenomena *flow interference* ini sangat bergantung pada jarak (*spacing*) antara silinder dan jumlah silinder dalam susunan. Selain itu *flow interference* dipengaruhi juga oleh konfigurasi susunan silinder, atau orientasi susunan silinder terhadap aliran, kecepatan *free stream* dan diameter silinder atau bilangan Reynolds. Menurut [11] pada jarak yang sangat dekat (*very close proximity*) dari susunan *side-by-side*, maka fenomena *wake* pada kedua silinder akan berperilaku seperti silinder tunggal. Tetapi apabila jarak antara kedua silinder cukup jauh (*spaced sufficiently far apart*), maka fenomena *wake* dari kedua silinder akan berperilaku seperti dua bodi yang bebas. Sementara jarak kedua silinder yang berada diantara kedua kondisi tersebut akan menimbulkan *wake* yang tidak simetri sehingga *flow pattern* membentuk kondisi *bistable*. Menurut [15] pada kondisi ini akan menghasilkan dua pola aliran yang berbeda secara bergantian di daerah *wake*, yang disebut *wide wake* (WW) dan *narrow wake* (NW). Hal ini juga akan berakibat pada gaya-gaya aerodinamik yang bekerja pada kedua silinder tersebut. Bahkan penelitian yang dilakukan [8], pada  $T/D=0,1$  aliran pada celah diantara kedua silinder sirkular akan membentuk *bubble* separasi pada *base region* dan alirannya akan *reattachment* pada salah satu silinder, sementara pada  $T/D=0,2$  *bubble* separasi masih terjadi tetapi berikutnya aliran tersebut tidak akan *reattachment* pada salah satu silinder.

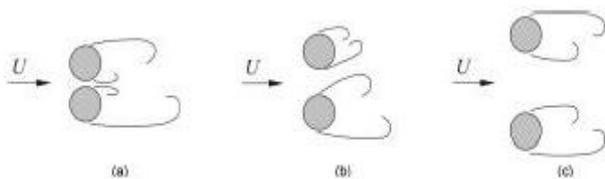
Penelitian lainnya terhadap susunan dua silinder sirkular *side-by-side* di center line dilakukan melalui simulasi numerik pada  $L/D=1,5-4$  oleh [10] pada  $Re=1 \times 10^2$  dan  $Re=2 \times 10^2$ . Pada  $L/D=1,5$  melalui *pressure contour* menunjukkan adanya *repulsive force* pada silinder, koefisien lift pada *upper cylinder* positif sementara pada *lower cylinder* negatif. Aliran saat melalui celah diantara kedua silinder terjadi penurunan tekanan, dan titik stagnasi dari kedua silinder tersebut bergerak ke arah celah tersebut. Sedangkan posisi separasi dari *lower cylinder* bergerak searah jarum jam, sementara pada *upper cylinder* bergerak berlawanan jarum jam. Pada  $L/D=2,0$  melalui *vorticity contour* dapat diketahui bahwa *repulsive force* pada silinder mulai berkurang, tetapi *wake*-nya masih menyerupai *wake* silinder tunggal.

Pada penelitian ini akan diamati perilaku aliran pada kedua silinder ketika ditempatkan dekat dinding datar. Aliran yang melintasi dinding datar akan mengalami perlambatan karena adanya gesekan antara fluida dengan dinding, jadi pada dinding tersebut timbul lapis batas. Sementara untuk melihat pengaruh dari adanya dinding terhadap perilaku aliran pada kedua silinder tersebut, maka jarak ( $T$ ) antara kedua silinder tersebut dimanipulasi pada  $T/D=0,5$  dan  $T/D=1,0$ . Sedangkan jarak ( $G$ ) antara *lower cylinder* dengan dinding diambil  $G/D=0,2$ . Penelitian ini dilaksanakan secara simulasi numerik menggunakan software program FLUENT 6.3.26.

Menurut [11] yang mengutip dari Zrakovich, bahwa perilaku aliran untuk susunan dua silinder sirkular dapat diklasifikasikan menjadi dua jenis *interference* berdasarkan posisi *upstream cylinder* terhadap *downstream cylinder*, yaitu: *wake interference* dan *proximity interference*.



**Gambar 1.** Wake interference dan proximity interference



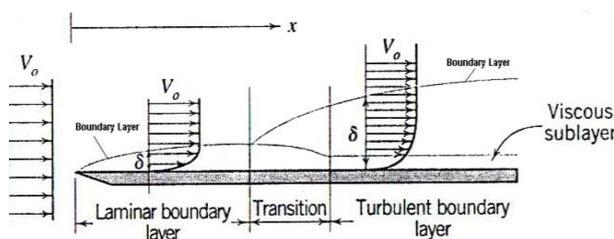
**Gambar 2.** Pola-pola aliran untuk susunan dua silinder sirkular side-by-side

Selanjutnya bahwa untuk susunan dua silinder sirkular *side-by-side* pola aliran dapat dikelompokkan menjadi 3 (tiga), yaitu: (a) *single bluff body pattern* pada  $1 < T/D < 1,1 \div 1,2$ ; (b) *biased flow pattern* pada  $1,1 \div 1,2 < T/D < 2 \div 2,2$ ; dan (c) *parallel vortex streets* pada  $T/D > 2 \div 2,5$ .

Sementara aliran pada bidang/plat datar merupakan *zero pressure gradient flow*, artinya tidak terjadi perubahan tekanan dalam aliran selama mengalir di atas plat datar. Dengan demikian penyebab dari gradiasi kecepatan di dalam lapisan batas karena adanya tegangan geser pada bidang datar akibat viskositas dari fluida yang mengalir.

Aliran *viscous* di dalam lapisan batas tepat di atas permukaan plat datar kecepatannya sama dengan 0 (nol), atau dikatakan tidak terjadi slip (*no slip condition*) pada bidang tempatnya mengalir. Sampai batas ketebalan tertentu dari permukaan tempat mengalir terjadi gradiasi kecepatan hingga pada suatu titik tertentu dimana kecepatannya sama dengan kecepatan aliran bebas (*free stream*). Perkembangan aliran yang terjadi didalam lapisan batas dapat berupa laminar atau turbulen. Kecepatan aliran laminar dalam lapisan batas adalah  $u$ , sementara kecepatan aliran

turbulen didalam lapisan batas adalah merupakan kecepatan rata-rata ( $\bar{u}$ ) ditambah dengan kecepatan fluktuasi pada tiga komponen ( $u'$ ,  $v'$ , dan  $w'$ ). Lapisan batas yang terjadi pada plat datar apabila dialiri oleh suatu aliran ditunjukkan pada gambar di bawah ini. Lapisan batas laminar terjadi mulai ujung depan atau *leading edge* diikuti dengan transisi dan akhirnya menjadi turbulen.



**Gambar 3.** Lapisan batas kecepatan pada plat datar

Secara umum faktor-faktor yang mempengaruhi posisi transisi dalam lapisan batas adalah gradien tekanan, kekasaran permukaan solid bodi atau *surface roughness*, perpindahan panas, gaya-gaya bodi atau *body forces*, dan gangguan-gangguan yang diberikan pada free-stream atau *free-stream disturbances*.

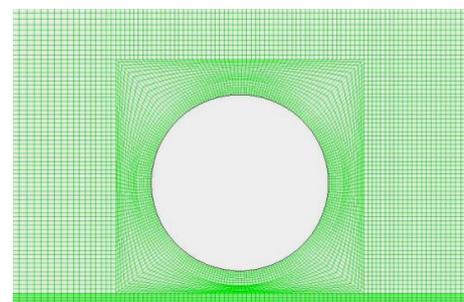
## 2. METODOLOGI

Tahapan-tahapan yang dilakukan dalam simulasi numerik ini adalah: (a) membuat geometry set-up dalam bentuk dua dimensi (2-D) untuk susunan dua silinder sirkular side-by-side masing-masing  $T/D= 0,5$  dan  $T/D= 1,0$  dan jarak dengan dinding  $G/D= 0,2$ ; (b) membuat meshing dua dimensi dalam bentuk *quadrilateral map*; (c) menentukan model time untuk solver yaitu Unsteady dan model viscous yaitu  $k-\omega$  sst; (d) menentukan boundary condition dari domain yang dibuat; (e) memilih teknik untuk iterasi, yaitu menggunakan pressure velocity coupling SIMPLE dan diskretisasi menggunakan second order upwind agar menghasilkan akurasi dan stability yang tinggi; (f) melakukan proses iterasi dengan menggunakan pemodelan URANS 2D; (g) melakukan post processing dari hasil iterasi.

Untuk pengecekan *grid independency* dilakukan analisis terhadap berbagai meshing dengan variasi nodes dan face, dan diperiksa nilai maksimum  $y^+$  ( $y$  plus). Selanjutnya dalam menentukan model viskos yang akan digunakan, dilakukan validasi antara hasil simulasi numerik yang menggunakan berbagai model viskos dan hasil eksperimen pada silinder sirkular tunggal yang ditempatkan di *center line*. Hasil validasi menunjukkan bahwa dari berbagai model viskos URANS yang telah dicoba, model viskos  $k-\omega$  SST memiliki hasil yang mendekati eksperimen maupun model numerik LES.

Simulasi numerik di sini menggunakan bantuan software FLUENT versi 6.3.26, untuk mengamati karakteristik aliran di sekeliling silinder sirkular. Bentuk geometri diambil 2-D dengan tujuan untuk menyesuaikan dengan eksperimen yang pengukurannya dilakukan pada daerah *midspan*.

Karakteristik aliran yang diperoleh melalui simulasi numerik ini meliputi distribusi tekanan (koefisien tekanan,  $C_p$ ), visualisasi aliran yang melintasi silinder sirkular (*velocity contour*, *static pressure contour*, dan intensitas turbulen).



**Gambar 4.** Bentuk meshing 2-D dari model silinder sirkular dekat dinding menggunakan quadrilateral-map

Persamaan pengendali pada aliran 2-D, *incompressible flow* dan *unsteady state*:

a. Persamaan konservasi masa:



$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} = 0 \dots\dots\dots (1)$$

b. Persamaan momentum:

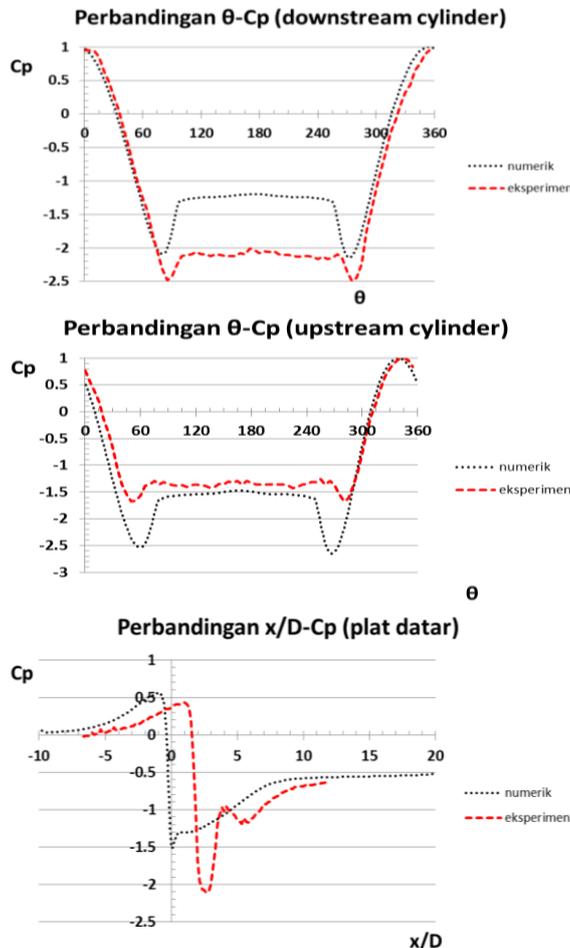
$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + u \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho u)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho u)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + S_{Mx} \dots (2a)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + u \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho v)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + S_{My} \dots (2b)$$

### 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

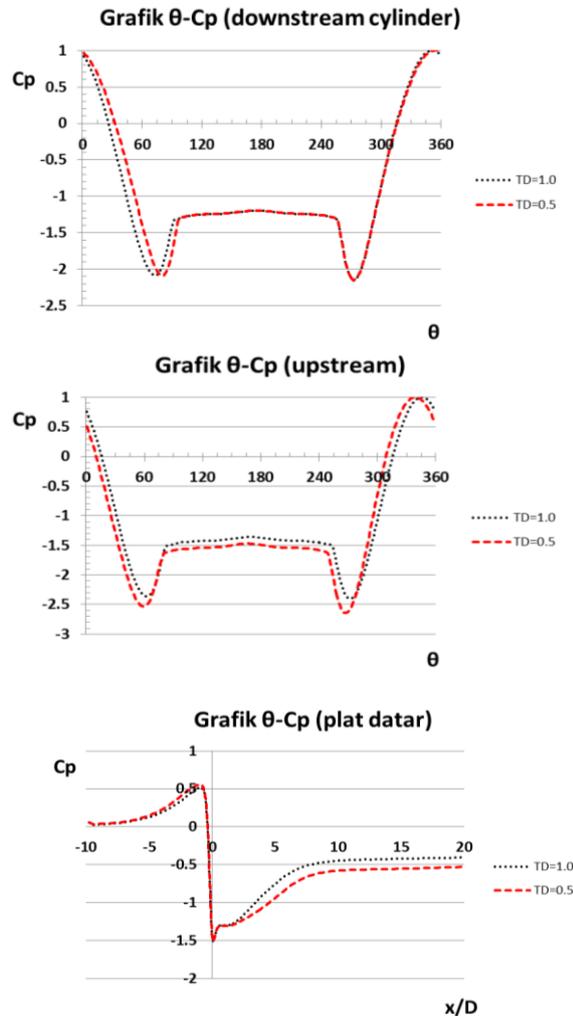
a. Distribusi koefisien tekanan (Cp) pada kontur silinder dan plat datar

Gambar 5 di bawah ini menggambarkan distribusi koefisien tekanan (Cp) pada kontur silinder sirkular dan plat datar yang diprediksi oleh model turbulensi *k- $\omega$  SST* pada kecepatan 12,92 m/s, atau pada bilangan Reynolds=  $5,3 \times 10^4$ . Prediksi distribusi koefisien tekanan dibandingkan dengan data eksperimen dari peneliti memiliki trend yang sama dan memiliki nilai yang mendekati hasil eksperimen. Perbedaan model *k- $\omega$  SST* dengan hasil eksperimen terletak pada posisi akan masuk dan ketika melintasi silinder, Terjadinya perbedaan titik gradient nilai Cp antara model simulasi dan eksperimental diperkirakan disebabkan oleh pemilihan harga kondisi inlet, seperti *turbulence length scale* dan *pressure inlet* yang kurang sesuai dengan kondisi *wind tunnel* dan lingkungan sekitar eksperimen itu dilaksanakan.



**Gambar 5.** Perbandingan grafik  $\theta$ -Cp dan  $x/D$ -Cp antara hasil eksperimen dan simulasi numerik pada  $Re= 5,3 \times 10^4$

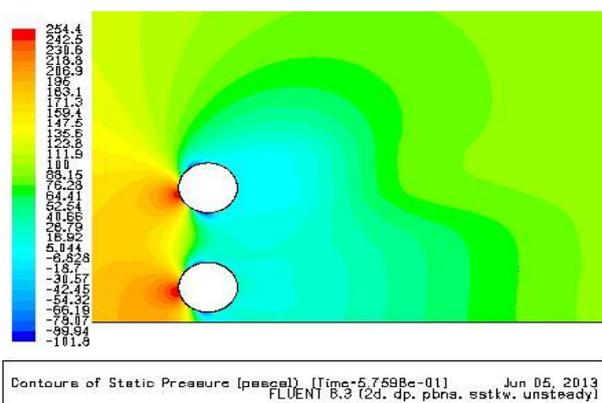
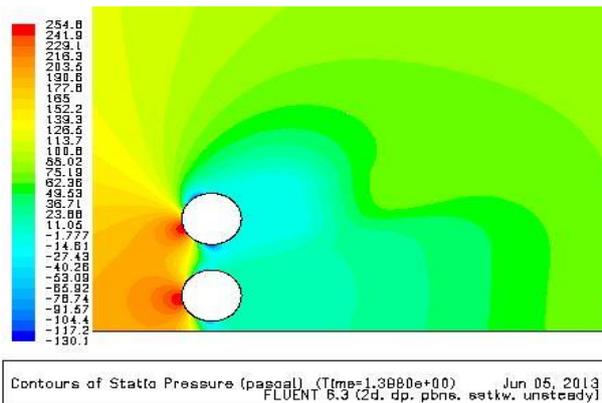
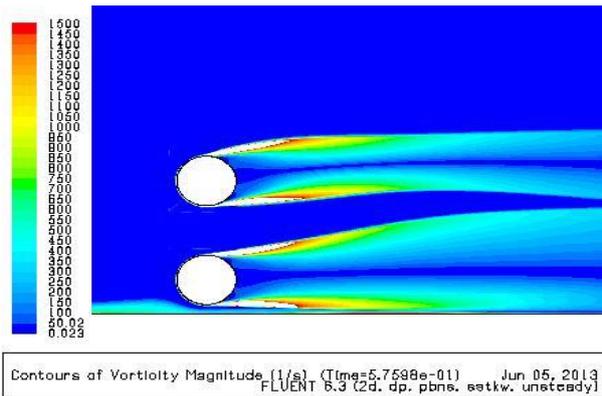
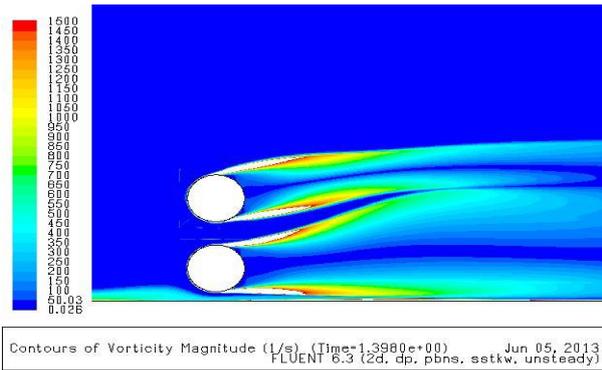
Dari gambar 6 di bawah ini, dapat dilihat bahwa terjadi percepatan pada aliran di downstream (lower) cylinder antara rasio  $T/D= 0,5$  dibanding dengan  $T/D= 1,0$ . Percepatan ini terjadi pada bagian depan silinder, dan juga terjadi perbedaan titik dimana kecepatan aliran maksimum. Sementara pada upstream (upper) cylinder, terjadi perbedaan posisi titik stagnasi antara rasio  $T/D= 0,5$  dengan  $T/D= 1,0$ . Aliran pada plat datar antara kedua rasio tersebut relatif sama, hanya setelah melintasi susunan silinder rasio  $T/D= 0,5$  memiliki perlambatan dibanding  $T/D= 1,0$ .



**Gambar 6.** Perbandingan grafik  $\theta$ -Cp dan  $x/D$ -Cp antara rasio  $T/D= 0,5$  dan  $T/D= 1,0$  pada  $Re= 5,3 \times 10^4$

b. Visualisasi aliran (*pressure static contour*, dan *vorticity contour*)

Selanjutnya dengan membandingkan hasil post-processing dari kedua rasio  $T/D= 0,5$  dan  $T/D= 1,0$ , Gambar 7 dan 8 yang menunjukkan distribusi kontur tekanan static dan kontur vorticity, terlihat bahwa fenomena *bubble* separasi, separasi *massive*, *wake*, dan *re-attachement* juga terjadi. Pada rasio  $T/D= 0,5$  wide wake lebih lebar, sementara narrow wake lebih kecil dibanding rasio  $T/D= 1,0$ . Tetapi pada kedua rasio tetap terjadi kondisi aliran yang bistable pada daerah wake, hal ini sesuai dengan pendapat [8], bahwa *biased flow pattern* pada  $1,1 < T/D < 2,2$ . Sementara melalui static pressure contour terlihat relatif sama posisi tekanan stagnasi antara kedua silinder pada kedua rasio.



**Gambar 7 dan 8.** Hasil post-processing untuk vorticity dan static contour antara rasio  $T/D=0,5$  dan  $T/D=1,0$

#### 4. KESIMPULAN

a. Pemodelan turbulensi  $k-\omega$  sst memiliki hasil prediksi yang mendekati dalam hal distribusi koefisien tekanan ( $C_p$ ) pada kontur silinder sirkular dan plat datar dengan hasil eksperimen.

b. Dibanding dengan antar kedua rasio  $T/D=0,5$  dan  $T/D=1,0$  fenomena *bubble* separasi, separasi *massive*, *wake*, dan *re-attachment* relatif setara.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] Borowa, E. Blazik and Flaga, A., "Modelling of aerodynamic loads on a downstream cylinder caused by bistable flow between two circular cylinders", Journal of Wind Engineering, Volume: 65, p. 361-370, 1996.
- [2] Chen, Li, et. al., "Numerical simulation of turbulent wake flows behind two side-by-side cylinders", Journal of Fluids and Structures, Volume: 18, p. 387-403, 2003.
- [3] Chern, Ming-Jyh, et. al., "A CFD study of the interaction of oscillatory flows with a pair of side-by-side cylinders", Journal of Fluids and Structures, Volume: 26, p. 626-643, 2010.
- [4] Gu, Zhifu, "On interference between two circular cylinders at supercritical Reynolds number", Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Volume: 62, p.175-190, 1996.
- [5] Hanson, R., et. al., "Flow excited acoustic resonance of two side-by-side cylinders in cross flow", Journal of Fluids and Structures, Volume: 25, p. 80-94, 2009.
- [6] Liu, Y., et. al., "Numerical studies of two side-by-side elastic cylinders in a cross-flow", Journal of Fluids and Structures, Volume: 15, p. 1009-1030, 2001.
- [7] Mahbub, Alam, et. al., "Aerodynamic characteristics of two side-by-side circular cylinders and application of wavelet analysis on the switching phenomenon", Journal of Fluids and Structures, Volume: 18, p. 325-346, 2003.
- [8] Mahbub, Alam and Zhou, Y., "Flow around two side-by-side closely spaced circular cylinders", Journal of Fluids and Structures, Volume: 23, p. 799-805, 2007.
- [9] Park, C.W. and Lee, S. J., "Flow structure around two finite circular cylinders located in an atmospheric boundary layer: side-by-side arrangement", Journal of Fluids and Structures, Volume: 17, p. 1043-1058, 2003.
- [10] Saltara, F. Meneghini, et.al., "Numerical simulation of flow interference between two circular cylinders in tandem and side-by-side arrangements", Journal of Fluids and Structures, Volume: 15, p. 327-350, 2001.
- [11] Sumner, D., "Two circular cylinders in cross-flow: A review", Journal of Fluids and Structures, Volume: 26, p. 849-899, 2010.
- [12] Sumner, D., et. al., "Fluid behaviour of side-by-side circular cylinders in steady cross-flow", Journal of Fluids and Structures, Volume: 13, p. 309-338, 1999.
- [13] Verma, Puneeshwar Lal and Govardhan, M., "Flow behind bluff bodies in side-by-side arrangement", Journal of Engineering Science and Technology, Volume: 6, p. 745-768, 2011.
- [14] Wang, X.Q., et. al., "Free stream turbulence effects on vortex-induced vibration of two side-by-side elastic cylinders", Journal of Fluids and Structures, Volume: 24, p. 664-679, 2008.
- [15] Zdravkovich, M.M. and Pridden, D.L., "Interference between two circular cylinders; series of unexpected discontinuities", Journal of Industrial Aerodynamics, Volume: 2, p. 255-270, 1977.



## KAJI EKSPERIMENTAL PENURUNAN TEKANAN AIR DALAM FILTER KARBON AKTIF

Toto Supriyono, Herry Sonawan, Bambang Ariantara, Nizar Riyadus Solihin

Jurusan Teknik Mesin FT UNPAS, Bandung  
Jalan Dr. Setiabudi No. 193 Bandung 40153  
telp. 022-2019352, fax. 022-2019329  
Email: toto\_supriyono@yahoo.com

### ABSTRAK

Pengamatan besar penurunan tekanan air dalam filter dengan media karbon aktif telah dilakukan secara eksperimen. Dengan diketahuinya informasi mengenai besar harga penurunan tekanan air ini, maka besar harga penurunan tekanan dalam sistem pipa bisa diperoleh lebih teliti sehingga pemilihan spesifikasi pompa yang diperlukan menjadi lebih akurat. Sebelum dilakukan eksperimen, karakteristik penurunan tekanan air dalam filter, dipelajari terdahulu menggunakan metode analisis dimensional dengan Teorema PI Buckingham. Penurunan tekanan ( $\Delta P$ ), diameter tabung filter ( $D$ ), tinggi karbon aktif dalam filter ( $H$ ), debit aliran air ( $Q$ ), kerapatan air ( $\rho_w$ ) dan kerapatan karbon aktif ( $\rho_c$ ) merupakan variabel – variabel yang dimasukkan dalam analisis dimensional. Dari analisis dimensional diperoleh bahwa tekanan air dalam filter bergantung pada beberapa variabel seperti debit air, rasio diameter tabung dan tinggi karbon aktif dalam filter ( $D/H$ ). Eksperimen di laboratorium telah dilakukan untuk mengetahui hubungan antara variabel-variabel tersebut secara teliti serta mengetahui formulasi penurunan tekanan air dalam filter karbon aktif. Pengamatan telah dilakukan dengan memvariasikan laju aliran air pada beberapa rasio diameter dan tinggi tabung. Kemudian hasilnya juga dibandingkan dengan cartridge filter dengan media karbon aktif yang dijual di berbagai toko bahan bangunan. Akhirnya, formulasi penurunan tekanan air ( $\Delta P$ ) diperoleh sebagai berikut:

$$\Delta P = K \cdot \left(\frac{\rho_c}{H^4}\right) \cdot \left(\frac{D}{H}\right)^n Q^2.$$

**Kata kunci:** Filter air, penurunan tekanan, karbon aktif.

## 1. PENDAHULUAN

Filter air menyaring kotoran (partikel) yang dikandung dalam air dengan cara melewatkannya melalui berbagai rintangan fisik yang halus, melalui proses kimia atau proses biologi. Metoda filtrasi dapat dilakukan dengan menggunakan saringan, absorpsi atau pertukaran ion. Filter dapat menyaring partikel yang dikandung dalam air hingga ukuran lubang saringan yang dapat dilalui oleh air tersebut. Jenis media filter air hingga kini yang masih banyak digunakan di berbagai industri dan rumah tangga adalah dengan media filter pasir aktif, zeolit, dan karbon aktif karena konstruksinya sangat sederhana sehingga pembuatannya relatif mudah dan murah serta dapat menghasilkan kualitas air yang memadai untuk keperluan industri dan rumah tangga. Karbon aktif sering digunakan dalam pengolahan air karena karbon aktif ini memiliki pori-pori yang dapat menyerap bau dari cairan yang dilaluinya.

Kaji secara eksperimen penurunan tekanan air dalam filter dengan media karbon aktif telah dilakukan. Dengan diketahuinya informasi mengenai besar penurunan tekanan air ini, maka besar penurunan tekanan dalam sistem pipa bisa diperoleh lebih teliti sehingga pemilihan spesifikasi pompa yang diperlukan untuk mengalirkan air menjadi lebih akurat.

Sebelum dilakukan eksperimen, karakteristik penurunan tekanan air dalam filter, dipelajari terdahulu menggunakan metode analisis dimensional dengan Teorema PI Buckingham. Penurunan tekanan ( $\Delta P$ ), diameter tabung filter ( $D$ ), tinggi karbon dalam filter ( $H$ ), debit aliran air ( $Q$ ), kerapatan air ( $\rho_w$ ) dan kerapatan karbon ( $\rho_c$ ) merupakan variabel – variabel yang

dimasukkan dalam analisis dimensional. Dari analisis dimensional diperoleh bahwa tekanan air dalam filter bergantung pada beberapa variabel seperti debit air, rasio diameter tabung dan tinggi media filter ( $D/H$ ).

Eksperimen di laboratorium telah dilakukan untuk mengetahui hubungan antara variabel-variabel tersebut secara teliti serta mengetahui formulasi penurunan tekanan air dalam filter karbon aktif. Pengamatan telah dilakukan dengan memvariasikan laju aliran air pada beberapa rasio diameter dan tinggi karbon aktif dalam tabung tertentu. Diameter tabung filter yang digunakan dalam penelitian ini adalah DN150, DN200 dan DN250 dengan bahan PVC yang mudah diperoleh di berbagai toko bahan bangunan, sedangkan tinggi karbon aktif dalam tabung divariasikan mulai dari 300, 450, 600, 750 hingga 900mm.

## 2. METODOLOGI

Penelitian ini telah dilakukan menurut langkah-langkah sebagai berikut:

- Mempelajari berbagai literatur yang berkaitan dengan filter air untuk konsumsi rumah tangga dan industry yang menggunakan media karbon aktif.
- Melakukan analisis dimensional untuk mengetahui berbagai variabel yang mempengaruhi besar penurunan tekanan dalam filter.
- Menentukan variabel yang mempengaruhi besar penurunan tekanan dalam filter. Variabel-variabel ini mewakili sifat fluida, sifat media filter, dimensi filter dan aspek eksternal seperti tekanan.

- Perancangan dan pembuatan instalasi pengamatan penurunan tekanan dalam tabung filter.
- Melakukan pengamatan. Pengamatan penurunan tekanan air dilakukan dengan memvariasikan laju aliran dalam 3 macam tabung filter (150, 200 dan 250 mm) dan tinggi karbon aktif dalam tabung sebesar 300, 450, 600, 750 dan 900 mm.
- Pengolahan data yang diperoleh dari pengamatan dan analisa, menyusun kesimpulan dan saran.
- Menyusun laporan.

### 3. FILTRASI

Filtrasi adalah proses pemisahan zat padat dalam fluida (cair maupun gas) yang membawanya melewati bahan berpori untuk menghilangkan sebanyak mungkin zat padat halus yang tersuspensi dan koloid. Di samping mereduksi Media filter yang sering digunakan adalah karbon aktif. Media ini dapat menghilangkan rasa dan bau dan merupakan bagian dari filter air dengan multimedia seperti pasir silika, zeolit, dan karbon aktif. Filter karbon aktif adalah filtrasi dengan menggunakan karbon aktif dengan ukuran tertentu sebagai media penyaring.

#### Tipe Filter

Berdasarkan pada kapasitas produksi air yang terolah, filter (multi media) dapat dibedakan menjadi dua yaitu filter arus cepat dan lambat. Filter arus cepat dapat dibedakan ke dalam beberapa kategori sebagai berikut:

- a. Menurut jenis media yang dipakai.
- b. Menurut sistem kontrol kecepatan filtrasi.
- c. Menurut arah aliran.
- d. Menurut kaidah gravitasi / dengan arah tekanan.
- e. Menurut *pretreatment* yang diperlukan.

Jenis – jenis filter berdasarkan sistem operasi dan media:

- 1) Jenis Media Filter
  - a. *Single Media* : Satu jenis media seperti pasir silika saja.
  - b. *Dual Media* : Misalnya digunakan pasir silika dan zeolit.
  - c. *Multimedia* : Misalnya digunakan pasir silika, zeolit dan karbon aktif.
- 2) Sistem Kontrol Kecepatan
  - a. *Constant Rate* : Debit hasil proses filtrasi konstan sampai pada level tertentu.
  - b. *Declining Rate* : Debit hasil proses filtrasi menurun seiring dengan waktu filtrasi, atau level muka air di atas media filter dirancang pada nilai yang tetap.
- 3) Sistem Aliran
  - a. Aliran *Down Flow* ( ke bawah )
  - b. Aliran *Up Flow* (ke atas)
  - c. Aliran Horizontal
- 4) Kaidah Pengaliran
  - a. Aliran Secara Gravitasi
  - b. Aliran Tekanan (*Pressure Filter*)
- 5) *Pretreatment*
  - a. Kogulasi – Flokulasi – Sedimentasi
  - b. *Direct Filtration*

#### Karbon Aktif

**Karbon** atau arang **aktif** adalah material yang berbentuk butiran atau bubuk yang berasal dari material yang

mengandung karbon misalnya batubara, kulit kelapa, dan sebagainya. Dengan pengolahan tertentu yaitu proses aktivasi seperti perlakuan dengan tekanan dan suhu tinggi, dapat diperoleh karbon aktif yang memiliki permukaan dalam yang luas. Karbon aktif merupakan suatu padatan berpori yang mengandung 85-95% karbon, dihasilkan dari bahan-bahan yang mengandung karbon dengan pemanasan pada suhu tinggi. Daya serap karbon aktif ditentukan oleh luas permukaan partikel dan kemampuan ini dapat menjadi lebih tinggi jika terhadap karbon aktif tersebut dilakukan aktivasi dengan bahan-bahan kimia ataupun dengan pemanasan pada temperatur tinggi.

Dalam setiap satu gram karbon aktif, pada umumnya memiliki luas permukaan 500-1500 m<sup>2</sup>, sehingga sangat efektif dalam menangkap partikel-partikel yang sangat halus berukuran 0.01-0.0000001 mm. Karbon aktif bersifat sangat aktif dan akan menyerap apa saja yang kontak dengan karbon tersebut.

Karbon aktif dipakai dalam proses pemurnian udara, gas dan larutan atau cairan, dalam proses recovery suatu logam dari biji logamnya, dan juga dipakai sebagai support katalis. Dipakai juga dalam pemurnian gas dan udara, *safety mask* dan respirator, seragam militer, *adsorbent foams*, industri nuklir, *electroplating solutions*; deklorinasi, penyerap rasa dan bau dari air, aquarium, *cigarette filter*, dan juga penghilang senyawa-senyawa organik dalam air. Sesuai dengan salah satu fungsi di atas, maka karbon aktif juga dipakai di Unit CO<sub>2</sub> Removal Pabrik Ammonia, dengan tujuan untuk menangkap senyawa organik atau anorganik yang dapat menaikkan *Foaming High* larutan Benfield sehingga menurunkan kinerja area CO<sub>2</sub> Removal yang akhirnya akan mempengaruhi kinerja pabrik Ammonia secara keseluruhan.



Gambar 1. Karbon Aktif

### 4. ANALISIS DIMENSIONAL

Analisis dimensi adalah analisis dengan menggunakan parameter dimensi untuk menyelesaikan masalah – masalah dalam mekanika fluida yang tidak dapat diselesaikan menggunakan persamaan – persamaan dan prosedur analitik kecuali melalui eksperimen.

#### Teorema PI Buckingham

Untuk menentukan kelompok tak berdimensi, Buckingham mengusulkan suatu teorema yang dikenal sebagai teorema pi, yang secara formil dinyatakan sebagai berikut:

*Bila ada n besaran fisik yang penting dan m dimensi dasar, maka terdapat suatu bilangan n maksimum (r) yang menyatakan jumlah besaran ini yang diantara mereka sendiri tidak dapat membentuk kelompok tak berdimensi,*



dimana  $r \leq n2$ . Maka dengan menggabungkan secara berturut-turut satu dari besaran yang selebihnya dengan  $r$  besaran tadi, dapat dibentuk  $i$  kelompok tak berdimensi, dimana  $i = n-r$ . Kelompok tak berdimensi yang dibentuk ini disebut suku-suku  $\pi$  dan dikenali dengan simbol  $\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_n$ .

Sejumlah  $k$  variabel suatu persamaan yang homogeny secara dimensional dapat direduksi menjadi hubungan antara perkalian  $k - r$  variable independen, dimana  $r$  adalah jumlah minimum dimensi dasar variabel. Perkalian tak berdimensi disebut PI. Dan teoremanya disebut Teorema PI Buckingham. Untuk menyatakan perkalian tak berdimensi digunakan symbol  $\Pi$ .

Misalkan sembarang persamaan fisik melibatkan  $k$  variabel seperti berikut:

$$u_1 = f(u_2, u_3, \dots, u_k)$$

Dimensi variabel ruas kiri harus sama dengan dimensi variabel ruas kanan. Kemudian persamaan tersebut dapat disusun ke dalam perkalian tak berdimensi sebagai berikut :

$$\Pi_1 = \phi(\Pi_2, \Pi_3, \Pi_4, \dots, \Pi_{k-r})$$

### Menentukan PI

Langkah-langkah yang dilakukan dalam analisis dimensional menurut teorema PI Buckingham adalah sebagai berikut:

1. Tuliskan semua variabel yang terlibat dengan masalah.
2. Nyatakan variabel tersebut dalam dimensi dasar.
3. Tentukan jumlah PI yang diperlukan. Jumlah PI adalah  $k - r$ , dimana  $k$  adalah jumlah variabel dalam masalah, dan  $r$  adalah jumlah dimensi dasar variabel.
4. Pilih jumlah variabel yang berulang. Jumlah variabel berulang sama dengan jumlah dimensi dasar variabel.
5. Tentukan PI dengan cara mengalikan satu variabel tak berulang dengan variabel berulang. Setiap eksponen variabel harus menghasilkan kombinasi tak berdimensi.
6. Periksa semua PI apakah PI tak berdimensi.
7. Nyatakan bentuk akhir sebagai hubungan antara PI diambil kesimpulan.

### Pemilihan Variabel

Dalam analisis dimensional pemilihan variabel merupakan langkah penting dan cukup sulit. Variabel dapat diklasifikasikan dalam kelompok geometri, sifat material, dan efek eksternal. Karakteristik geometri digambarkan oleh panjang dan sudut. Respon dari suatu sistem yang dikenai pengaruh dari luar seperti gaya, tekanan, dan perubahan temperatur tergantung pada sifat material seperti viskositas dan kerapatan. Pengaruh eksternal merupakan variabel yang dapat mengubah keadaan sistem sebagai contoh gaya, tekanan, kecepatan, dan gravitasi. Jumlah variabel sebaiknya sesedikit mungkin dan variabel tersebut independen. Jika dalam suatu masalah diketahui bahwa momen inersia penampang dari plat lingkaran adalah variabel penting maka dapat dipilih salah satu momen inersia atau diameter plat sebagai variabel yang berhubungan. Berikut ini adalah langkah – langkah yang perlu dipertimbangkan dalam memilih variabel:

1. Definiskan masalah secara jelas. Variabel apa yang menjadi perhatian (Variabel dependen) ?
2. Ingat rumus/hukum dasar yang memenuhi fenomena.
3. Mulai memilih variabel dengan pengelompokan variabel ke dalam tiga kategori, yaitu geometri, sifat material dan pengaruh eksternal.
4. Ingat variabel yang belum termasuk ke dalam katagori di atas. Misalkan waktu, apakah variabel waktu sangat penting dalam masalah.
5. Masukkan berbagai besaran dalam masalah walaupun besaran tersebut adalah konstan (gravitasi).
6. Yakinkan bahwa semua variabel adalah independen.

### Penurunan Tekanan ( $\Delta P$ )

- a. Penurunan tekanan pada filter tergantung pada variabel berikut:

$$\Delta P = f(D, H, Q, \rho_w, \rho_c)$$

- b. Jumlah variabel yang terlibat adalah enam variabel. Masing – masing variabel dinyatakan dalam dimensi dasar sebagai berikut :

$$\Delta P = ML^{-1}T^{-2}$$

$$D = L$$

$$H = L$$

$$Q = L^3T^{-1}$$

$$\rho_w = ML^{-3}$$

$$\rho_c = ML^{-3}$$

- c. Jumlah  $\pi = k - r$ , dimana  $k = 6$  dan  $r = 3$ , maka jumlah  $\pi$  ada 3
- d. Jumlah variabel berulang ada tiga variabel. Variabel berulang yang dipilih :  $H, \rho_c$  dan  $Q$ .
- e. Menentukan  $\pi_1, \pi_2$  dan  $\pi_3$

$$\pi_1 = \Delta P H^a \rho_c^b Q^c$$

$$\pi_2 = D H^a \rho_c^b Q^c$$

$$\pi_3 = \rho_w H^a \rho_c^b Q^c$$

Bentuk  $\pi_1$  menjadi,

$$\pi_1 = \frac{\Delta P H^4}{\rho_c Q^2} \tag{1}$$

Bentuk  $\pi_2$  menjadi,

$$\pi_2 = \frac{D}{H} \tag{2}$$

Bentuk  $\pi_3$  menjadi,

$$\pi_3 = \frac{\rho_w}{\rho_c} \tag{3}$$

Menyatakan hasil analisis dimensi seperti berikut:

$$\frac{\Delta P H^4}{\rho_c Q^2} = f\left(\frac{D}{H}, \frac{\rho_w}{\rho_c}\right) \tag{4}$$

$$\frac{D}{H} = f\left(\frac{\Delta P H^4}{\rho_c Q^2}, \frac{\rho_w}{\rho_c}\right) \tag{5}$$

$$\frac{\rho_w}{\rho_c} = f\left(\frac{\Delta P H^4}{\rho_c Q^2}, \frac{D}{H}\right) \tag{6}$$

Persamaan (4) di atas menunjukkan bahwa besar penurunan tekanan air dalam filter tergantung pada rasio diameter tabung filter dan tinggi karbon aktif dalam tabung, kerapatan karbon, dan kerapatan air, besar diameter tabung dan besarnya laju aliran air dalam filter. Untuk fluida (air) tertentu dan karbon aktif yang telah ditentukan, maka besar penurunan tekanan yang terjadi adalah:

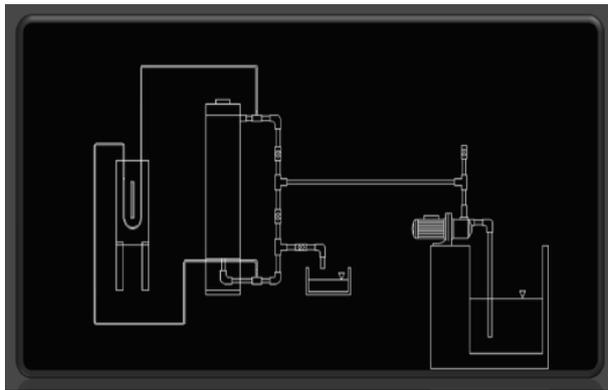
$$\frac{\Delta P H^4}{\rho_c Q^2} = \phi\left(\frac{D}{H}\right) \tag{7}$$

## 5. PENGAMATAN

### Setup pengamatan

Gambar 2 di bawah ini menunjukkan setup instalasi pengamatan penurunan tekanan air dalam filter secara skematik. Instalasi pengamatan terdiri atas peralatan sebagai berikut:

1. Bak penampungan air (reservoir).
2. Pompa sentrifugal.
3. Tabung berdiameter 150, 200 dan 250 mm, tinggi media filter dalam tabung: 300, 450, 600, 750 dan 900mm.
4. Manometer U dengan media manometer air raksa.
5. Weirmeter, tangki ukur dan stopwatch.
6. Sistem pipa.



Gambar 2. Setup instalasi pengamatan

### Langkah-langkah pengamatan

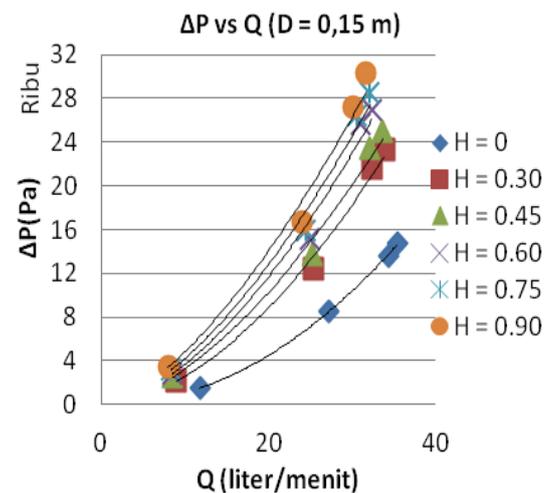
1. Persiapan pengamatan
  - a. Periksa seluruh alat ukur untuk memastikan tidak ada yang menyimpang dari keadaan yang seharusnya.
  - b. Isi bak penampung air dengan air secukupnya.
  - c. Pompa dioperasikan jika sudah terisi air (priming).
  - d. Periksa selang – selang pada manometer untuk memastikan tidak ada udara yang terjebak dalam selang manometer.
2. Prosedur pengamatan
  - a. Masukkan karbon aktif ke dalam filter (diameter tabung filter 150, 200 dan 250mm).
  - b. Ukur ketinggian karbon aktif dalam filter dengan melihat meteran yang telah dipasang di dalam tabung. Tinggi karbon aktif dalam tabung: 300, 450, 600, 750 dan 900mm.
  - c. Operasikan pompa.
  - d. Setelah air memenuhi filter, kemudian tutup filter.
  - e. Pasang selang manometer ke lubang yang sudah dibuat untuk memasukkan selang manometer.
  - f. Catat penurunan tekanan yang terbaca pada manometer, serta catat waktu yang dibutuhkan air untuk memenuhi tangki ukur dengan volume tertentu dan bukakan katup tertentu.
  - g. Ulangi langkah a s/d g untuk tiap tinggi karbon aktif dalam tabung filter, dan ukuran diameter tabung filter yang berbeda.
  - h. Jika pengujian selesai, buka katup pengatur debit aliran dan matikan pompa.

## 6. HASIL DAN PEMBAHASAN

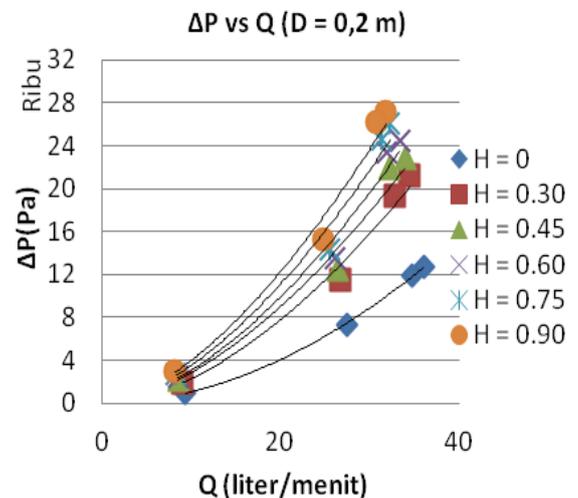
### Hubungan penurunan tekanan ( $\Delta P$ ) dan laju aliran ( $Q$ )

Gambar 3, 4 dan 5 memperlihatkan kurva hubungan penurunan tekanan ( $\Delta P$ ) dan laju aliran ( $Q$ ) dengan diameter tabung filter ( $D$ ) dan tinggi karbon aktif dalam tabung ( $H$ ). Pengamatan dilakukan dengan memvariasikan laju aliran air yang mengalir masuk-keluar tabung filter. Dari gambar-gambar tersebut, terlihat hubungan antara penurunan tekanan dengan laju aliran untuk tiap tabung dan ketinggian karbon dalam tabung tertentu yaitu:

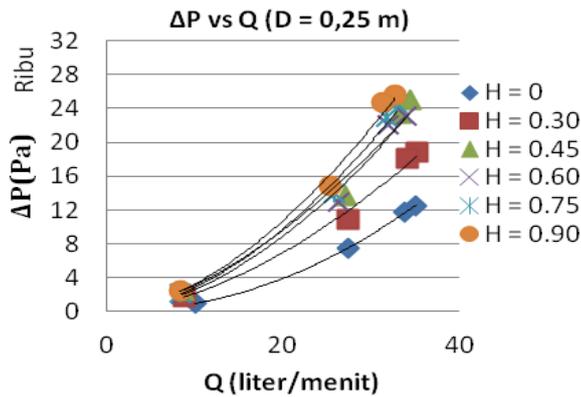
1. Laju aliran ( $Q$ ) semakin besar maka penurunan tekanan ( $\Delta P$ ) semakin besar pula.
2. Semakin besar ketinggian karbon dalam filter ( $H$ ), maka penurunan tekanan juga bertambah besar.
3. Harga penurunan tekanan ( $\Delta P$ ) paling besar terjadi pada tabung paling kecil (150 mm) dengan ketinggian karbon aktif dalam tabung tertinggi (900 mm)
4. Harga laju aliran ( $Q$ ) paling besar terjadi pada tabung paling besar (250 mm) dengan ketinggian karbon paling rendah (300 mm)



Gambar 3. Hubungan  $\Delta P$ - $Q$  pada  $D = 150$  mm



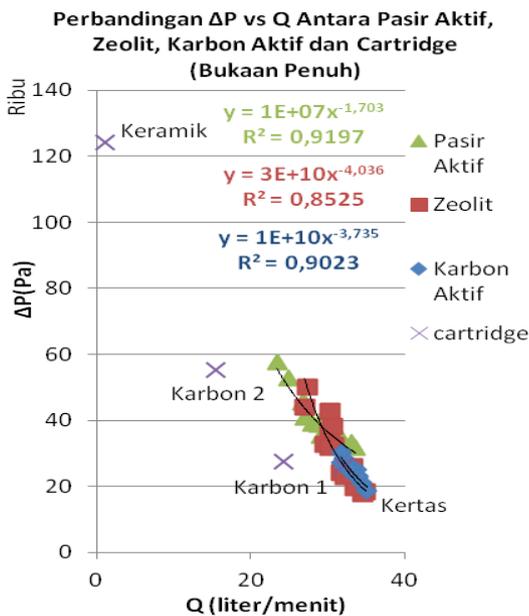
Gambar 4. Hubungan  $\Delta P$ - $Q$  pada  $D = 200$  mm



Gambar 5. Hubungan ΔP-Q pada D = 250 mm

### Perbandingan karakteristik filter

Gambar 6 memperlihatkan perbandingan kurva antara berbagai media filter seperti cartridge keramik, karbon aktif baru, karbon aktif lama, kertas, pasir aktif, zeolit dan karbon aktif. Cartridge keramik memberikan harga penurunan tekanan yang sangat besar hingga diatas 120 kPa. Media filter cartridge karbon, cartridge kertas, pasir aktif, zeolit dan karbon aktif memberikan harga penurunan tekanan mulai dari 20 kPa hingga 60 kPa.



Gambar 6. Hubungan ΔP-Q pada berbagai filter

## 7. KESIMPULAN DAN SARAN

### Kesimpulan

Dari hasil analisa data pengujian dapat disimpulkan bahwa;

- Diperoleh hubungan antara variabel sebagai berikut:
  - Laju aliran (Q) semakin besar maka penurunan tekanan (ΔP) semakin besar.
  - Semakin besar ketinggian karbon aktif dalam tabung (H) maka penurunan tekanan (ΔP) semakin besar.
  - Semakin besar diameter tabung (D) berbanding terbalik dengan penurunan tekanan (ΔP) yang semakin kecil.
- Distribusi data penurunan tekanan dapat diwakili oleh formulasi penurunan tekanan berikut:

$$\Delta P = K \cdot \left(\frac{\rho_c}{H^4}\right) \cdot \left(\frac{D}{H}\right)^n \cdot Q^2$$

Dimana :

K : Konstanta Bilangan (K=292118)

n : Bilangan untuk tertentu (n=-3.543)

$\rho_c$  : Kerapatan Karbon Aktif

D : Diameter Tabung

H : Tinggi Karbon dalam Tabung Filter

### Saran

- Penelitian selanjutnya menggunakan variasi dimensi tabung yang lebih banyak.
- Pengaruh kualitas hasil filterisasi juga diamati.
- Pengujian dilakukan dalam rentang waktu yang lebih lama.

### DAFTAR PUSTAKA

- Supriyono, Toto. "Studi Penurunan Tekanan Air Pada Filter Pasir". Seminar Nasional Teknik Mesin 4, UK Petra Surabaya, 2009.
- Supriyono, Toto. "Mekanika Fluida II", Universits Pasundan, Bandung, 2009.
- Suhana, Ana, "Membuat Perangkat Air Siap Minum", Pustaka Swara, Jakarta, 2011.
- [www.wikipedia.org/wiki/waterfilter](http://www.wikipedia.org/wiki/waterfilter), accessed: 20/11/2011. 8:30.
- [www.Google.com/Gambar/KarbonAktif](http://www.Google.com/Gambar/KarbonAktif), accessed: 20/11/2011.19:00.
- Anonim (2010).[bhupalaka.files.wordpress.com/filter-cepat](http://bhupalaka.files.wordpress.com/filter-cepat), accessed: 15/12/2011. 08:00.
- <http://filterpenyaringair.com/karbon-aktif/>, accessed: 15/12/2011. 09:00.



## KAJIAN EKSPERIMENTAL PENGARUH IKLIM CUACA TERHADAP KOEFISIEN PERFORMANSI MESIN PENDINGIN SIKLUS ADSORPSI TENAGA MATAHARI

Tulus Burhanuddin Sitorus<sup>1)</sup>, Farel H. Napitupulu<sup>2)</sup>, Himsar Ambarita<sup>3)</sup>

Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sumatera Utara<sup>1,2,3)</sup>

Jl. Politeknik Kampus USU, Medan 20155 Indonesia<sup>1,2,3)</sup>

Phone : 061-8212050, Fax : 061-8212050<sup>1,2,3)</sup>

Email: tburhanudin@yahoo.com

### ABSTRAK

Salah satu pemanfaatan energi termal matahari yang besarnya rata-rata 4,8 kWh/m<sup>2</sup>/hari di Indonesia adalah mesin pendingin siklus adsorpsi tenaga matahari dimana performansinya dipengaruhi oleh kondisi iklim cuaca. Parameter iklim udara, kelembaban relatif udara dan kecepatan angin. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui seberapa besar pengaruh iklim cuaca terhadap terhadap kinerja mesin pendingin siklus adsorpsi tenaga matahari. Pengukuran parameter iklim cuaca dilakukan dengan menggunakan alat ukur Data HOBO Station sedangkan untuk proses pengujian menggunakan mesin pendingin siklus adsorpsi yang memiliki luas kolektor 0,5 m<sup>2</sup> dengan adsorben karbon aktif 8 kg dan refrigeran metanol 2 liter selama 7 hari. Hasil pengujian menunjukkan bahwa nilai koefisien performansi (COP) maksimum 0,064 dan nilai COP minimum diperoleh 0,027. Korelasi yang terjadi diantara parameter iklim cuaca terhadap koefisien performansi mesin pendingin cukup signifikan sehingga dengan analisa regresi dapat diperoleh persamaan untuk koefisien performansi sebagai fungsi parameter iklim cuaca. Dari analisa statistik diperoleh juga koefisien determinasi 92,43% yang mengindikasikan bahwa pengaruh iklim cuaca terhadap kinerja mesin pendingin sebesar 92,43% dan 7,57% dipengaruhi oleh faktor lain yaitu efisiensi tiap komponen mesin pendingin.

**Kata kunci:** Iklim cuaca, koefisien performansi mesin.

### 1. PENDAHULUAN

Menurut [1] bahwa diperkirakan rata-rata intensitas radiasi matahari yang jatuh pada wilayah permukaan Indonesia sekitar 4,8 kWh/m<sup>2</sup> setiap harinya. Hal ini memotivasi para peneliti untuk melakukan riset guna memanfaatkan energi termal dari matahari tersebut. Salah satu aplikasi dari pemanfaatan radiasi termal matahari adalah mesin pendingin siklus adsorpsi. Namun permasalahan utama yang ada pada proses pendinginan mesin refrigerasi siklus adsorpsi adalah kondisi iklim cuaca yang mempengaruhi kinerja mesin pendingin. Dari kajian studi yang dilakukan selama ini didapatkan bahwa belum ada literatur atau laporan hasil riset yang melaporkan seberapa besar kontribusi parameter iklim cuaca seperti intensitas radiasi matahari, lama penyinaran matahari, temperatur udara, kelembaban relatif udara dan kecepatan angin terhadap performansi mesin pendingin siklus adsorpsi yang sedang diuji. Oleh sebab itu, penelitian ini bertujuan untuk menganalisa korelasi dan pengaruh iklim cuaca terhadap kinerja mesin pendingin siklus adsorpsi tenaga matahari. Disamping itu untuk memperoleh suatu persamaan koefisien performansi (COP) mesin pendingin siklus adsorpsi sebagai fungsi temperatur udara, intensitas radiasi matahari, lama penyinaran matahari, kelembaban relatif udara dan kecepatan angin. Mengingat penelitian mengenai mesin pendingin siklus adsorpsi khususnya yang menggunakan energi matahari dapat dikatakan masih jarang dilakukan di Indonesia maka diharapkan penelitian ini dapat bermanfaat bagi kemajuan ilmu pengetahuan dan teknologi (IPTEK) di bidang energi matahari.

#### Mesin Pendingin Siklus Adsorpsi

Dapat dikatakan bahwa hampir sebagian besar mesin pendingin menggunakan siklus kompresi uap dimana energi

mekaniknya disuplai oleh energi listrik. Namun dengan semakin berkembangnya isu penyelamatan lingkungan dan penghematan penggunaan energi, maka dunia semakin aktif mencari alternatif pengganti siklus kompresi uap untuk memenuhi kebutuhan pendingin. Salah satu yang cukup potensial adalah mesin pendingin siklus adsorpsi tenaga matahari. M.A. Alghoul dkk (2006) menyatakan bahwa besarnya nilai koefisien performansi (COP) untuk mesin pendingin siklus adsorpsi tenaga matahari sangat bergantung kepada kondisi iklim cuaca dan efisiensi tiap komponen sistem dimana harganya bervariasi dari 0,01 hingga 0,2 [2]. Menurut N.Spahis dkk (2007), bahwa ada empat pasangan utama adsorben - adsorbat yang umum digunakan dalam sistem pendingin adsorpsi tenaga matahari yaitu karbon aktif - metanol, zeolite - air, silika gel - air serta karbon aktif dan amonia [3]. Khusus untuk adsorben karbon aktif maka jumlah massa karbon aktif optimum yang dimuat di dalam kolektor adalah sebesar 20 - 26 kg/m<sup>2</sup> [4].

Untuk aplikasi dari mesin pendingin siklus adsorpsi ini menurut [5] dapat dibedakan atas tiga kategori yaitu untuk pendingin udara ruangan (8°C-15°C), untuk refrigerasi makanan dan penyimpanan vaksin (0°C-8°C) dan untuk proses pembekuan es dan tujuan pengentalan (< 0°C). Sedangkan menurut [6] bahwa adsorben fisik yang umum digunakan pada refrigerasi adsorpsi adalah adalah karbon aktif, silika gel dan zeolit. Besarnya nilai koefisien performansi COP (*coefficient of performance*) mesin pendingin siklus adsorpsi yang digerakkan tenaga matahari menurut Watheq Khalil Said Hussein dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan [7]:

$$COP = \frac{Q_s}{Q_{solar}} \quad (1)$$

dimana besarnya kalor sensibel air adalah

$$Q_s = m_w c_{p_w} \Delta T_w \quad (2)$$

dan jumlah kalor yang diterima kolektor dari radiasi matahari adalah:

$$Q_{\text{solar}} = G_i \cdot A \quad (3)$$

L.W. Wang menyatakan bahwa daya pendinginan spesifik SCP (*specific cooling power*) merupakan kapasitas pendinginan untuk tiap kilogram massa adsorben yang dapat diperoleh dengan persamaan [8]:

$$SCP = \frac{W_L}{m_a} \quad (4)$$

dimana daya pendinginan diperoleh dari

$$W_L = \frac{(m_i \times L) + (m_i \times c_w \times T_{wa}) - (m_i \times c_p \times T_i)}{t_c} \quad (5)$$

## Penelitian Terdahulu

Beberapa penelitian mesin pendingin siklus adsorpsi yang menggunakan pasangan karbon aktif dan metanol sebagai refrigeran yang digerakkan oleh energi matahari dipublikasikan dalam beberapa jurnal ilmiah internasional. Pons dan Guillminot pada tahun 1986 merupakan pelopor penelitian di bidang ini yang melakukan perancangan dan pengujian mesin pembuat es yang digerakkan tenaga surya. Kolektor surya yang digunakan adalah tipe plat datar dengan luas bidang penyerapan 6 m<sup>2</sup> yang mengandung 130 kg karbon aktif dan metanol sebagai refrigeran sebanyak 18 kg. Pada kondisi sinar matahari yang baik dan lokasi pengujian ada di daerah Orsay, Francis, diklaim dapat menghasilkan 30-35 kg es per hari [9]. M.Li dkk pada tahun 2002 melakukan pengujian performansi dan analisis mesin pembuat es dengan menggunakan solar kolektor tipe dua plat datar dengan total luas penampang 1,5 m<sup>2</sup>. Kolektor diisi dengan karbon aktif dan metanol sebagai refrigeran. Pengujian dilakukan di laboratorium dan sinar matahari disimulasikan dengan menggunakan lampu quartz. Dengan total radiasi dari lampu sebesar 28-30 MJ dapat dihasilkan 7-10 kg es [10]. Di tahun 2004, .M. Khatlab melakukan penelitian di Kairo, juga menggunakan pasangan karbon aktif produk lokal dan metanol dan melakukan modifikasi pada kolektor. Hasil yang didapatkan adalah 6,9 kg es/m<sup>2</sup> pada musim dingin dan 9,4 kg es/m<sup>2</sup> pada musim panas [11]. Selanjutnya M. Li dkk di tahun 2004 kembali melakukan pengembangan mesin pembuat es tanpa menggunakan menggunakan katup. Kolektornya adalah tipe plat datar dengan luas 1 m<sup>2</sup> dan mengandung 19 karbon aktif yang diproduksi di China dimana dengan kapasitas penyinaran sebesar 18-22 MJ/m<sup>2</sup> didapatkan es sebanyak 5 kg [12].

## Analisa Korelasi dan Persamaan Regresi

Analisis korelasi digunakan untuk mengetahui ada tidaknya hubungan diantara satu atau beberapa variabel. Bila analisis korelasi hanya mencakup dua variabel X dan Y maka disebut analisis korelasi linear sederhana (*simple linear correlation*), namun bila mencakup lebih dari dua variabel maka dinamakan analisis korelasi linear berganda (*multiple linear correlation*). Persamaan statistika untuk koefisien korelasi menurut Karl Pearson adalah sebagai berikut [13]:

$$r = \frac{N \sum XY - (\sum X)(\sum Y)}{\sqrt{N \sum X^2 - (\sum X)^2} \sqrt{N \sum Y^2 - (\sum Y)^2}} \quad (6)$$

Koefisien korelasi akan bernilai satu bila terdapat hubungan linier yang positif dan bernilai -1 bila terdapat hubungan linier yang negatif. Dan bila nilai korelasi diantara -1 dan +1, hal ini menunjukkan tingkat dependensi linear antara dua variabel. Bila semakin dekat dengan nilai -1 atau +1, maka akan semakin kuat korelasi antara kedua variabel tersebut. Bila variabel-variabel tersebut saling bebas maka nilai korelasi sama dengan 0. Apabila ternyata analisa korelasi menunjukkan hubungan yang cukup kuat, maka analisis dapat dilanjutkan ke sistem analisis regresi. Secara umum regresi linear terdiri dari dua jenis yaitu regresi linear sederhana yaitu dengan satu buah variabel bebas dan satu buah variabel tidak bebas dan regresi linear berganda dengan beberapa variabel bebas dan satu buah variabel tidak bebas.

Karena pada penelitian ini terdapat lima variabel bebas maka yang digunakan adalah analisa regresi berganda. Persamaan regresi berganda memiliki bentuk persamaan :

$$Y = b_0 + b_1X_1 + b_2X_2 + \dots + b_kX_k \quad (7)$$

Dari analisa regresi ini juga akan diperoleh nilai koefisien determinasi (R<sup>2</sup>) yang menyatakan besarnya pengaruh variabel bebas terhadap variabel tidak bebas.

## 2. METODOLOGI

### Tempat dan Waktu

Pengujian dilaksanakan di laboratorium energi surya Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sumatera Utara selama 7 hari dari tanggal 1 April 2012 sampai dengan 7 April 2012 dengan lokasi terletak pada posisi astronomi 3,43° lintang utara dan 98,44° bujur timur serta ketinggian dari permukaan laut sekitar 47 meter.

### Bahan

Bahan yang digunakan untuk penelitian ini adalah:

- Metanol sebagai adsorbat atau refrigeran dengan kemurnian 99,9% sebanyak 2 liter.
- Air sebagai media yang didinginkan sebanyak 2,5 liter.
- Karbon aktif sebagai adsorben sebanyak 8 kg dimana yang digunakan jenis karbon aktif biasa berbentuk butiran.

### Peralatan

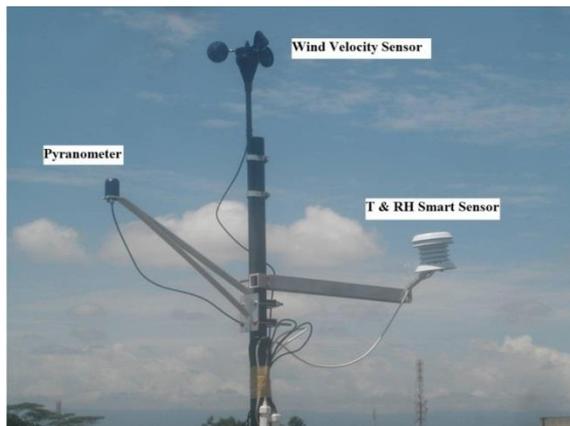
- a. Mesin pendingin siklus adsorpsi

**Tabel 1.** Spesifikasi mesin pendingin

No.	Komponen	Keterangan
1	Kolektor	Tipe plat datar, <i>stainless steel</i> , luas penampang 0,5 m <sup>2</sup>
2	Kondensor	<i>Stainless steel</i> , dimensi 40 cm x 40 cm
3	Evaporator	<i>Stainless steel</i> , kapasitas 2 liter
4	Kotak evaporator	Pelat seng dengan isolator steoroform
5	Wadah tempat air	Pelat seng dengan isolator busa, kapasitas 2,5 liter
6	Pipa penghubung	Selang karet
7	Pipa kondensor	PVC



(a)



(b)

**Gambar 1.** (a). Mesin pendingin siklus adsorpsi dan (b). Alat ukur data hobo station

- b. Alat ukur *Data HOB0 Station* yang terdiri dari [14] :
- *Pyranometer* untuk mengukur intensitas radiasi matahari
  - *Wind velocity sensor* untuk mengukur kecepatan angin
  - *T and RH smart sensor* untuk mengukur temperatur udara dan kelembaban relatif udara

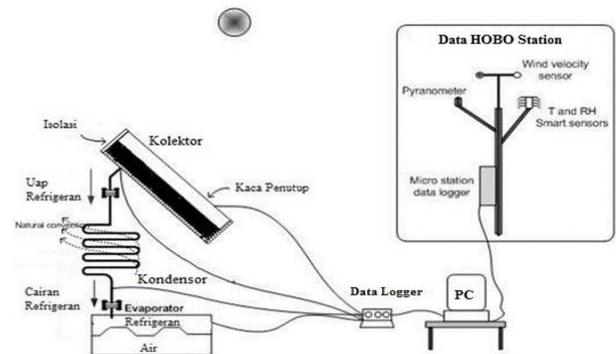
**Spesifikasi alat**

- Skala pengoperasian
    - 20°C – 50°C dengan baterai alkalin
    - 40°C – 70°C dengan baterai litium
  - Input sensor : 3 buah sensor pintar *multi channel monitoring*
  - Ukuran dan berat : 8,9 cmx11,4 cmx5,4 cm dan 0,36 kg
  - Memori : 512K penyimpanan data *non-volatile flash*
  - Interval pengukuran : 1 detik - 18 jam
  - Akurasi waktu : 0 sampai 2 detik untuk titik data pertama dan ± 5 detik untuk setiap minggu pada suhu 25°C
- c. Data akuisisi agilent dan termokopel tipe J dengan tingkat ketelitian 0,1°C sebanyak 20 titik (*channel*)
- d. Alat ukur tekanan dan pompa vakum

**Experimental Set Up**

Mesin pendingin yang telah dirakit dihubungkan dengan alat akuisisi data agilent melalui kabel termokopel sebanyak 20 titik (*channel*) yang ditempatkan pada kolektor, kondensor,

evaporator dan air. Data akuisisi akan merekam distribusi temperatur yang terjadi saat pengujian berlangsung pada komponen kolektor, kondensor, evaporator dan air yang langsung terhubung ke komputer selama 24 jam. Sedangkan alat ukur tekanan dipasang pada kolektor serta diantara kondensor dan evaporator pada mesin pendingin. Untuk alat ukur cuaca *Data HOB0 Station* dipasang secara permanen di gedung Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sumatera Utara.



**Gambar 2.** *Experimental set up*

**Variabel Penelitian**

Variabel yang diamati pada penelitian ini adalah:

- a. Variabel bebas (*independent variable*) yaitu iklim cuaca yang terdiri dari intensitas radiasi matahari, lama penyinaran matahari, temperatur udara, kelembaban relatif udara dan kecepatan angin.
- b. Variabel tidak bebas (*dependent variable*) yaitu koefisien performansi mesin pendingin (COP).

**Pengolahan dan Analisa Data**

Dilakukan metode pengumpulan data yang terdiri dari:

- a. Data primer merupakan data yang diperoleh berdasarkan pengukuran dan pengujian yang dilakukan di laboratorium.
- b. Data sekunder merupakan data yang diperoleh dari literatur atau sumber data lain yang terkait.

Kemudian data yang diperoleh dari hasil pengukuran dan pengujian diolah dengan menggunakan fungsi statistik untuk selanjutnya dianalisa.

**3. HASIL DAN PEMBAHASAN**

**Performansi Mesin Pendingin Siklus Adsorpsi**

Proses pengukuran parameter iklim cuaca dan pengujian mesin pendingin dilakukan selama 24 jam dengan menggunakan adsorben karbon aktif sebanyak 8 kg dan refrigeran metanol sebanyak 2 liter. Di dalam kotak evaporator diisi oleh air sebagai media yang didinginkan sebanyak 2,5 liter. Dari tabel 2 tampak bahwa besarnya temperatur rata-rata air selama proses adsorpsi untuk selama pengujian berkisar dari 8,24°C-11,17°C. Dari hasil pengujian diperoleh temperatur air paling rendah pada saat proses adsorpsi tanggal 6 April 2012 sebesar 8,24°C. Temperatur rata-rata maksimum pada kolektor terjadi pada saat proses desorpsi pada hari pertama yaitu 121,45°C dan temperatur minimum terjadi pada saat proses adsorpsi yaitu 24,01°C.



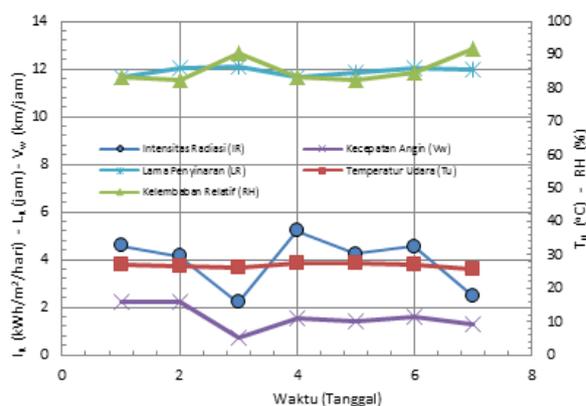
**Tabel 2.** Temperatur rata-rata setiap komponen pada proses desorpsi-adsorpsi

Waktu (Hari)	Temperatur Rata-rata (°C)							
	Kolektor		Kondensor		Evaporator		Air	
	Desorpsi	Adsorpsi	Desorpsi	Adsorpsi	Desorpsi	Adsorpsi	Desorpsi	Adsorpsi
1	121.45	29.44	36.24	23.68	27.32	10.57	27.02	10.41
2	120.68	26.36	33.18	22.21	28.49	9.87	27.89	9.22
3	103.79	24.01	29.01	21.24	22.13	10.23	21.98	9.99
4	118.86	31.09	34.98	24.62	25.07	11.38	23.39	11.17
5	119.23	28.43	39.21	23.48	23.42	9.29	21.82	9.10
6	121.09	29.01	35.98	23.46	27.01	8.46	26.90	8.24
7	105.46	24.47	29.68	21.69	22.33	9.49	22.00	9.17

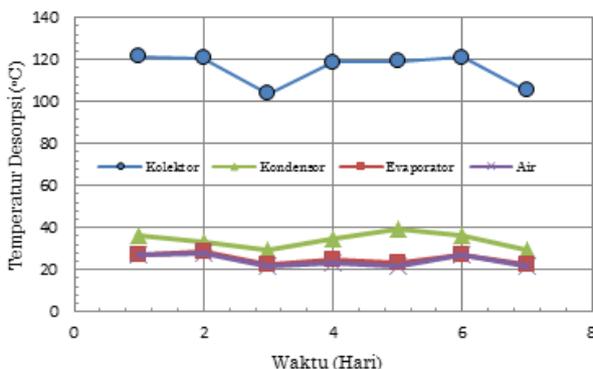
**Tabel 3.** Parameter iklim cuaca dan nilai COP serta SCP selama pengujian

Waktu (Hari)	Intensitas Radiasi (kWh/m <sup>2</sup> /hari)	Lama Penyinaran (jam)	Temperatur Udara Rata-rata (°C)	Kelembaban Relatif Udara Rata-rata (%)	Kecepatan Angin Rata-rata (m/s)	C O P	S C P (kW/kg)
1	4.585	11.63	26.987	83.44	0.6152	0.043	8.4265
2	4.133	12.03	26.757	82.61	0.6166	0.053	8.4578
3	2.198	12.07	25.969	90.54	0.1988	0.064	8.3564
4	5.219	11.67	27.630	83.36	0.4325	0.028	8.3598
5	4.240	11.85	27.673	82.52	0.3912	0.035	8.3673
6	4.551	12.05	27.058	84.53	0.4391	0.048	8.4575
7	2.453	12.00	25.690	91.82	0.3525	0.062	8.3692

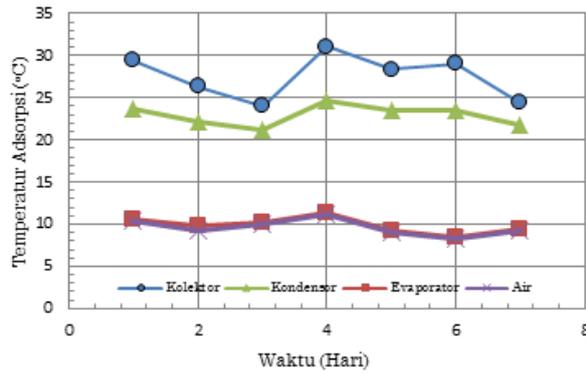
Untuk di kondensor, temperatur maksimum yang dicapai pada saat proses desorpsi adalah 36,24°C dan temperatur minimum pada saat proses adsorpsi yaitu 21,24°C. Di evaporator, temperatur maksimum sebesar 28,49°C pada proses desorpsi dan temperatur minimum sebesar 8,46°C pada proses adsorpsi. Sedangkan dari tabel 3 tampak bahwa parameter iklim cuaca yang terjadi selama pengukuran dan nilai COP (*coefficient of performance*) dan SCP (*specific cooling power*) yang diperoleh selama pengujian. Besarnya intensitas radiasi matahari selama pengujian berfluktuasi dimana paling tinggi terjadi pada hari keempat sebesar 5,219 kWh/m<sup>2</sup> dan paling rendah terjadi pada hari ketiga yaitu 2,198 kWh/m<sup>2</sup>. Begitu juga dengan parameter lama penyinaran yang memiliki nilai maksimum 12,07 jam pada hari ketiga dan nilai minimum pada hari pertama sebesar 11,63 jam. Sedangkan temperatur udara paling rendah tercatat 25,690°C dan paling tinggi 27,673°C. Nilai rata-rata temperatur udara selama pengukuran berkisar 26,823°C. Untuk kelembaban relatif memiliki nilai tertinggi pada hari ketujuh yaitu 91,82% dan terendah 82,52% pada hari kelima. Dan untuk kecepatan angin rata-rata memiliki nilai maksimum pada hari kedua yaitu 0,6166 m/s dan nilai minimum pada hari ketiga 0,1988 m/s. Untuk parameter performansi mesin pendingin maka nilai COP maksimum diperoleh pada pengujian tanggal 3 April 2012 sebesar 0,064 dan nilai COP minimum diperoleh pada tanggal 4 April 2012 sebesar 0,027. Harga SCP maksimum didapatkan 8,4578 kW/kg pada tanggal 2 April 2012 dan nilai SCP minimum diperoleh pada tanggal 3 April 2012 sebesar 8,3564 kW/kg. Dari hasil pengujian diperoleh nilai COP dan SCP mesin pendingin siklus adsorpsi mengalami fluktuasi yang dipengaruhi oleh kondisi iklim cuaca yang terjadi.



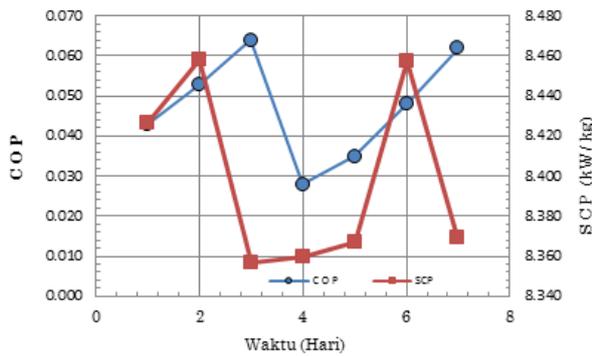
**Gambar 3.** Kondisi parameter iklim cuaca selama pengujian



**Gambar 4.** Kondisi temperatur desorpsi pada setiap komponen



Gambar 5. Kondisi temperatur adsorpsi pada setiap komponen



Gambar 6. Nilai COP dan SCP yang diperoleh selama pengujian

#### Analisa Korelasi dan Persamaan Regresi

Tabel 4 menunjukkan nilai korelasi yang terjadi diantara parameter-parameter iklim cuaca yaitu intensitas radiasi matahari, lama penyinaran matahari, temperatur udara, kelembaban relatif udara, dan kecepatan angin terhadap koefisien performansi (COP) mesin pendingin.

Tampak bahwa semua parameter iklim cuaca memiliki korelasi terhadap koefisien performansi mesin pendingin. Korelasi intensitas radiasi matahari berbanding lurus terhadap temperatur udara dan kecepatan angin namun berbanding terbalik terhadap parameter lama penyinaran, kelembaban relatif dan koefisien performansi. Sedangkan lama penyinaran memiliki korelasi berbanding lurus terhadap kelembaban relatif dan nilai koefisien performansi mesin pendingin serta berbanding terbalik terhadap temperatur udara dan kecepatan angin. Untuk korelasi temperatur udara dengan kelembaban relatif udara dan koefisien performansi memiliki hubungan berbanding terbalik, sedangkan dengan kecepatan angin

Tabel 4. Nilai korelasi antar parameter

Keterangan	$I_R$	$L_R$	$T_U$	RH	$V_w$	COP
$I_R$	1					
$L_R$	-0.6395066	1				
$T_U$	0.90272196	-0.595210973	1			
RH	-0.9051924	0.495585329	-0.899004845	1		
$V_w$	0.66729443	-0.427503185	0.408449696	-0.71487353	1	
COP	-0.8818882	0.764823825	-0.94932116	0.784776282	-0.365249358	1

memiliki hubungan berbanding lurus walaupun tidak signifikan. Korelasi yang terjadi antara kelembaban relatif udara dengan kecepatan angin adalah berbanding terbalik dan memiliki hubungan berbanding lurus dengan koefisien performansi. Dan peningkatan kecepatan angin yang terjadi memiliki korelasi terhadap penurunan nilai koefisien performansi mesin pendingin walaupun tidak signifikan. Dengan adanya korelasi yang signifikan diantara parameter iklim cuaca dengan koefisien performansi mesin pendingin maka dengan menggunakan analisa regresi diperoleh persamaan matematisnya. Persamaan untuk koefisien performansi mesin pendingin (COP) sebagai fungsi dari intensitas radiasi matahari ( $I_R$ ), lama penyinaran matahari ( $L_R$ ), temperatur udara ( $T_U$ ), kelembaban relatif udara (RH) dan kecepatan angin ( $V_w$ ) adalah:

$$COP = 0,80687 - 0,00025I_R + 0,01323L_R - 0,02512T_U - 0,00271RH - 0,00647V_w \quad (8)$$

Persamaan ini dapat digunakan untuk memprediksi nilai koefisien performansi (COP) mesin pendingin siklus adsorpsi yang diuji sebagai fungsi parameter iklim cuaca tersebut di atas. Dengan menggunakan tingkat kepercayaan (*confidence level*) 95% diperoleh juga koefisien determinasi (*adjusted R square*) sebesar 92,43%, dimana hal ini menyatakan bahwa pengaruh iklim cuaca terhadap koefisien performansi mesin pendingin siklus adsorpsi yang diuji cukup signifikan yaitu 92,43%. Sedangkan sisanya sebesar 7,57% dipengaruhi oleh faktor lain yaitu efisiensi setiap komponen mesin pendingin.

#### 4. KESIMPULAN

Dari hasil pengukuran terhadap parameter iklim cuaca diperoleh bahwa intensitas radiasi matahari, lama penyinaran matahari, temperatur udara, kelembaban relatif udara dan kecepatan angin mengalami fluktuasi selama proses pengujian. Hal ini turut mempengaruhi karakteristik mesin pendingin yang terdiri dari koefisien performansi (COP) dan daya pendinginan spesifik (SCP). Besarnya nilai COP maksimum diperoleh pada pengujian tanggal 3 April 2012 sebesar 0,064 dan nilai COP minimum diperoleh pada tanggal 4 April 2012 sebesar 0,027. Nilai daya pendinginan spesifik (SCP) maksimum didapatkan 8,4578 kW/kg pada tanggal 2 April 2012 dan nilai SCP minimum diperoleh pada tanggal 3 April 2012 sebesar 8,3564 kW/kg. Dari hasil pengujian didapatkan bahwa temperatur air paling rendah yang dicapai pada saat proses adsorpsi tanggal 6 April 2012 sebesar 8,24°C. Secara umum besarnya nilai korelasi diantara parameter-parameter iklim cuaca terhadap koefisien performansi mesin pendingin cukup signifikan. Diperoleh juga suatu persamaan matematis yang berguna untuk memprediksi besarnya koefisien performansi mesin pendingin siklus adsorpsi sebagai fungsi



dari parameter iklim cuaca yaitu intensitas radiasi matahari, lama penyinaran matahari, temperatur udara, kelembaban relatif udara dan kecepatan angin. Korelasi yang terjadi juga menghasilkan koefisien determinasi sebesar 92,43%, dimana hal ini menyatakan bahwa pengaruh parameter iklim cuaca terhadap koefisien performansi mesin pendingin siklus adsorpsi yang diuji sebesar 92,43%.

### Ucapan Terima Kasih

Penulis mengucapkan terimakasih kepada Proyek CASINDO yang merupakan kerjasama antara ECN Belanda, TU Eindhoven, Kementerian ESDM Indonesia, dan Universitas Sumatera Utara dalam bidang pendidikan atas bantuan peralatan ukur Data HOBO Station dan data akuisi *agilent* di Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik USU sehingga penelitian ini dapat terlaksana dengan baik.

### DAFTAR PUSTAKA

- [1] Kementerian Negara Riset dan Teknologi Republik Indonesia, Buku Putih Penelitian, Pengembangan dan Penerapan Ilmu Pengetahuan dan Teknologi Bidang Sumber Energi Baru dan Terbarukan untuk Mendukung Keamanan Ketersediaan Energi Tahun 2025, Jakarta, 2006
- [2] M.A. Alghoul, M.Y. Sulaiman, B.Z. Azmi, M.Abd. Wahab, Advances on multi-purpose solar adsorption systems for domestic refrigeration and water heating, Elsevier Journal, (2006)
- [3] N. Spahis, A. Addoun and H. Mahmoudi, Study on solar adsorption refrigeration cycle utilizing activated carbon prepared from olive stones, Revue des Energies Renouvelables (2007), Vol. 10 No 3, 415 – 420.
- [4] E.E. Anyanwu, Review of solid adsorption solar refrigeration II: An overview of the principles and theory, Elsevier Journal (2004)
- [5] Y. Fan, Review of solar adsorption technologies, Development and Applications, Elsevier Journal, (2007)
- [6] E.E. Anyanwu, Review of solid adsorption solar refrigerator I: an overview of the refrigeration cycle, Elsevier, (2003).
- [7] Watheq Khalil Said Hussein, Solar Energy Refrigeration by Liquid-Solid Adsorption Technique, (Thesis 2008)
- [8] L.W. Wang, The performance of two adsorption ice making test units using activated carbon and a carbon composite as adsorbents, Elsevier Journal, (2006).
- [9] M. Pons and J.J. Guillemot, Design of an experimental solar-powered, solid-adsorption ice maker, Transactions of the ASME, Journal of Solar Energi Engineering (1986), Vol 108, 332-337.

- [10] M. Li, R.Z. Wang, Y.X. Xu, J.Y. Wu, and A.O., Dieng, Experimental study on dynamic performance analysis of a flat-plate solar solid-adsorption refrigeration for ice maker, Renewable Energy (2002) vol 27, 211-221.
- [11] N.M. Khattab, A novel solar-powered adsorption refrigeration module, Applied Thermal Engineering (2004) vol 24 2747-2760.
- [12] M. Li, C.J. Sun, R.Z. Wang, dan W.D. Cai, Development of no valve solar ice maker, Applied Thermal Engineering (2004) vol 24, 865-872.
- [13] Supranto, J., Statistik Teori dan Aplikasi Jilid II, Penerbit Erlangga Jakarta, 1991.
- [14] Manual Book Operational Data Hobo Station

### DAFTAR NOTASI

A	= luas penampang kolektor ( $m^2$ )
$b_0, b_1, b_2$	= koefisien regresi
COP	= <i>coefficient of performance</i>
$cp_w$	= kalor jenis air ( $kJ/kg^\circ C$ )
$cp_i$	= kalor jenis es ( $kJ/kg^\circ C$ )
$G_i$	= intensitas radiasi matahari hasil pengukuran ( $W/m^2$ )
$I_R$	= intensitas radiasi matahari ( $kWh/m^2/hari$ )
L	= kalor laten penguapan air ( $kJ/kg$ )
$L_R$	= lama penyinaran matahari (jam)
$m_a$	= massa adsorben (kg)
$m_i$	= massa es yang diperoleh (kg)
$m_w$	= massa air (kg)
N	= ukuran sampel
$Q_s$	= kalor sensibel air (kJ)
$Q_{solar}$	= kalor yang diterima kolektor dari radiasi matahari (kJ)
r	= koefisien korelasi
RH	= kelembaban relatif udara (%)
$T_i$	= temperatur es ( $^\circ C$ )
$T_u$	= temperatur udara ( $^\circ C$ )
$T_{wa}$	= temperatur air ( $^\circ C$ )
$t_c$	= waktu siklus ( <i>cycle time</i> )
$\Delta T_w$	= perbedaan temperatur air saat proses desorpsi dan adsorpsi ( $^\circ C$ )
$V_w$	= kecepatan angin (m/s)
$W_L$	= daya pendinginan (kW)
X	= variabel bebas
$X_1$	= variabel bebas 1
$X_2$	= variabel bebas 2
$\bar{X}$	= nilai rata-rata dari variabel X
Y	= variabel tidak bebas
$\bar{Y}$	= nilai rata-rata dari variabel Y

## UNJUK KERJA HIDRAM PVC 4 inchi

Dwiseno Wihadi<sup>1)</sup>, T. Bayu Ardiyanto<sup>2)</sup>

Jurusan Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma<sup>1,2)</sup>

Paingan, Maguwoharjo, Depok, Sleman, Yogyakarta

E-mail :kangwihadi@gmail.com<sup>1)</sup>

### ABSTRAK

Dalam beberapa kasus implementasi pompa hidram, seperti dibidang pertanian, debit pemompaan lebih dibutuhkan dibandingkan ketinggian pemompaan. Oleh karena tidak membutuhkan tekanan yang terlalu tinggi, pompa hidram dari pvc dipilih karena lebih kompetitif dari sisi harganya serta proses pembuatannya yang mudah. Agar dapat dimanfaatkan masyarakat, penelitian ini ditujukan untuk mengetahui unjuk kerja pompa hidram yang terbuat dari bahan pvc. Model pompa hidram pvc yang dibuat mengadopsi bentuk pompa hidram besi, dengan komponen berdiameter 4 inchi. Katup hantar terbuat dari plat aluminium berlubang total 4495,62 mm<sup>2</sup>, berat katup buang 1 kg, dan diameter lubang keluaran 1 inchi. Tahap pertama eksperimen ditujukan untuk mengetahui langkah katup buang yang efektif pada tiap-tiap tinggi bak air inputan. Tahap kedua eksperimen dilakukan dengan bervariasi tinggi bak air inputan dan tinggi bak air keluaran. Dari pengolahan data diperoleh debit keluaran maksimum sebesar 33,26 L/menit pada saat head masukan 1,5 meter, pada head keluaran 3 meter. Efisiensi maksimum yang dapat dicapai adalah sebesar 59,79 %, head keluaran maksimum yang dapat dicapai adalah 15 meter dengan debit keluaran 0,71 L/menit, head masukan terendah dicapai pada ketinggian 0,6 meter dengan head keluaran 5 meter dan debit keluaran 0,5 L/menit.

**Kata kunci:** Hidram pvc, debit keluaran, efisiensi, head keluaran, head masukan.

### 1. PENDAHULUAN

Pompa hidram merupakan pompa dengan mekanisme sederhana yang dapat bekerja tanpa membutuhkan listrik ataupun bahan bakar. Meskipun hidram merupakan pompa sederhana namun unjuk kerjanya dipengaruhi oleh banyak variabel, seperti karakteristik pipa inputan, tinggi pipa-pipa, karakteristik katup-katup, hingga volume tabung udara [4]. Penelitian tentang unjuk kerja pompa hidram dari bahan PVC pernah dilakukan oleh Budi Sudarmanto dkk. Spesifikasi teknis pompa yang diketahui adalah berdiameter pipa input 1,5 inchi dan diameter pipa output 0,5 inchi. Tinggi bak air masukan terletak 2,5 meter di atas pompa. Dalam penelitian tersebut diperoleh efisiensi pompa sebesar 11% - 18% [1].

Pada penelitian ini dipergunakan pompa hidram dari bahan PVC dengan bentuk yang berbeda dari pompa pvc terdahulu. Untuk itu perlu kiranya dilakukan penelitian tentang unjuk kerja pompa hidram dari bahan PVC berdiameter 4 inchi.

#### Tujuan dan Manfaat Penelitian

Pada penelitian ini dipergunakan pompa hidram yang terbuat dari bahan pvc. Badan pompa hidram berdiameter 4 inchi, diameter pipa output 1 inchi. Tinggi maksimum bak air masukan 1,5 meter. Penelitian ini ditujukan untuk mengetahui unjuk kerja pompa hidram dengan spesifikasi teknis tersebut.

Hasil penelitian diharapkan dapat menambah kepustakaan tentang teknologi pompa hidram, membantu pemerintah dalam upaya pemanfaatan teknologi tepat guna yang ramah lingkungan, dan membantu masyarakat luas terutama petani perikanan untuk mencukupi kebutuhan akan pompa hidram yang murah.

### Review Penelitian Terdahulu

Penelitian dengan tema pompa hidram telah banyak dilakukan, baik oleh peneliti dalam negeri maupun manca negara. Penelitian mengenai pengaruh letak katup limbah yang diletakkan setelah katup hantar oleh Budi Sudarmanto dkk., Korelasi tekanan dan debit pemompaan oleh Imam Wahyudi dkk. [3], Made Suarda dkk mengkaji pengaruh keberadaan tabung udara pada pompa hidram [4], sedangkan Y. Agung C. dkk mengkaji pengaruh variasi beban pada unjuk kerja pompa [6].

### Dasar Teori

Pompa hidram dapat mengalirkan air secara kontinyu hanya dengan mempergunakan energi potensial sumber air yang mengalir dan dihentikan secara tiba-tiba di dalam badan pompa, tanpa menggunakan sumber energi dari luar. Dengan demikian efisiensi pompa hidram diperoleh dengan menggunakan metode D'Aubuisson [2]

$$\eta(D'Aubuisson) = \frac{Q H_d}{(Q + Q_{wh}) H} \times 100\% \quad (1)$$

dengan :

$\eta_D$  : efisiensi hidram (%)

$Q$  : debit air yang dipompakan (l/menit)

$Q_{wh}$  : debit air yang terbuang (l/menit)

$H$  : tinggi permukaan air bak masukan dari katup limbah (m)

$H_d$  : tinggi permukaan air bak keluaran dari katup limbah (m)

Menyesuaikan dengan rancangan peralatan penelitian yang dibuat, nilai debit air terbuang diperoleh dari persamaan sederhana sebagai berikut;

$$Q_{wh} = Q_{pl} - Q_{wr} - Q \quad (2)$$

dengan:

$Q$  : debit keluaran pompa hidram (L/menit)

$Q_{pl}$  : debit inputan air di bak-air-masukan (L/menit)

$Q_{wr}$  : debit yang terbuang dari bak-air-masukan (L/menit)

## 2. METODOLOGI

### Rancangan Instalasi Penelitian

Penelitian ini dilakukan dengan rangkaian instalasi pompa hidram yang terdiri dari pompa hidram yang terbuat dari bahan pvc lengkap dengan pipa keluaran maupun pipa masukan, bak air masukan dan tabung tekan. Pada pompa hidram yang dipergunakan, katup limbah atau katup buang dilengkapi dengan beban tetap seberat 1 kg.



Gambar 1. Instalasi Pompa Hidram

### Variabel Penelitian

Variabel yang divariasikan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

#### 1. Tinggi masukan

Tinggi masukan ( $H$ ) adalah jarak antara katup limbah dengan permukaan air pada bak air masukan. Variasi tinggi masukan mulai dari 1,5 meter hingga tinggi masukan terendah yang dapat dicapai pompa hidram dengan penurunan 30 cm yaitu : 1,5 meter, 1,2 meter, 0,9 meter, dan 0,6 meter.

#### 2. Tinggi keluaran

Tinggi keluaran ( $H_d$ ) dikonversi dari tekanan yang terdapat pada tabung tekan. Variasi tinggi keluaran dilakukan dari 3 – 15 meter

Adapun variabel yang diukur dalam penelitian adalah sebagai berikut:

#### 1. Debit keluaran pompa hidram ( $Q$ )

$Q$  yaitu debit aliran fluida yang dipompakan (L/menit).  $Q$  adalah volume air yang keluar tiap satuan waktu yang keluar dari pipa keluaran pompa hidram.

#### 2. Debit inputan air di bak air masukan ( $Q_{pl}$ )

$Q_{pl}$  adalah debit aliran fluida yang masuk ke bak penampung dari pompa listrik (L/menit)

#### 3. Debit yang terbuang dari bak penampung ( $Q_{wr}$ )

$Q_{wr}$  adalah debit aliran fluida yang terbuang dari bak penampungan (L/menit)

## Tahapan Penelitian

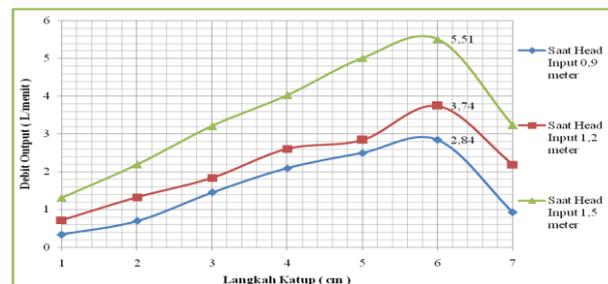
Pengujian dilakukan dalam beberapa tahapan sebagai berikut:

1. Persiapan rangkaian instalasi pompa hidram, dengan bak air masukan pada posisi  $H = 1,5$  meter
2. Saat tekanan *pressure gauge* pada tabung tekan sudah stabil pada 1,5 Bar (sepadan dengan tinggi keluaran 15 meter), diukur dan dicatat debit keluaran pompa ( $Q$ ), debit inputan bak masukan ( $Q_{pl}$ ) dan debit air yang keluar dari pipa buang bak air masukan ( $Q_{wr}$ )
3. Pengambilan data pada keadaan tersebut diulangi sebanyak 5 kali
4. Diatur kran dibagian bawah tabung tekan untuk mendapatkan tinggi keluaran ( $H_d$ ) = 14 meter (konversi), lalu dilakukan langkah 2 dan 3
5. Dilakukan pengulangan langkah 2,3 dan 4 hingga ( $H_d$ ) = 3 meter
6. Pengulangan dari langkah 1 hingga 5 dilakukan untuk tinggi air masukan  $H = 1,2; 0,9; \text{ dan } 0,6$  meter

## 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Pompa hidram adalah peralatan yang memanfaatkan tenaga luncuran air dengan beda ketinggian yang relatif kecil untuk memompa sebagian air yang meluncur tersebut ke beda ketinggian yang jauh lebih besar dari beda ketinggian sebelumnya. Selama masih terdapat aliran air yang meluncur sebagai inputan, hidram akan beroperasi secara otomatis dan terus menerus tanpa memerlukan sumber energi dari luar.

Pada tahap penentuan langkah katup limbah dipergunakan tinggi keluaran yang sama ( $H_d$ ) = 10 meter untuk setiap tinggi keluaran. Data pengukuran ditampilkan pada gambar grafik berikut ini.



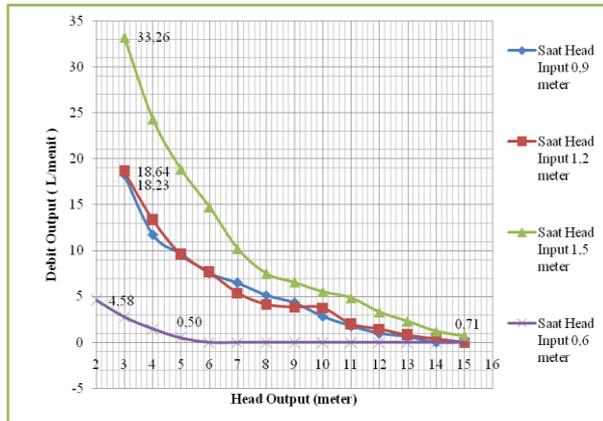
Gambar 2. Grafik Hubungan Langkah Katup dengan Debit keluaran pada tinggi keluaran 10 Meter

Untuk itu pada pengambilan data selanjutnya dipergunakan panjang langkah katup 6 cm karena pada kondisi tersebut diperoleh debit keluaran rata-rata yang terbesar.

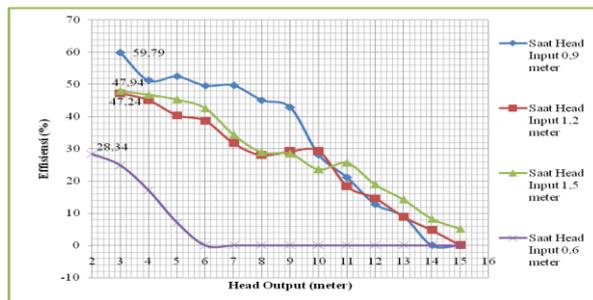
Berdasarkan hasil pengolahan data dapat disajikan gambar grafik hubungan antara debit keluaran yang terjadi pada tiap-tiap tinggi masukan. Tampak bahwa pertambahan tinggi keluaran meningkatkan tekanan pada sisi atas katup hantar. Peningkatan tekanan ini berakibat pada berkurangnya volume air yang mampu melewati katup hantar dan selanjutnya mengurangi debit keluaran pompa.

Dari Gambar 3 dapat diperoleh debit keluaran ( $Q$ ) maksimum yang dapat dicapai sebesar 33,26 L/menit pada saat tinggi masukan ( $H$ ) 1,5 meter dan pada tinggi keluaran ( $H_d$ ) 3 meter. Disamping itu tinggi keluaran ( $H$ ) maksimum

yang dapat dicapai adalah 15 meter pada saat tinggi masukan (H) 1,5 meter dengan debit keluaran (Q) 0,71 L/menit. Tinggi masukan (H) terendah dicapai pada ketinggian 0,6 meter dengan tinggi keluaran (H<sub>0</sub>) maksimum 5 meter dan dengan debit keluaran (Q) 0,5 L/menit.



**Gambar 3.** Grafik Hubungan Antara Tinggi keluaran dengan Debit Keluaran



**Gambar 4.** Grafik Hubungan Antara Head Output dengan Efisiensi pada Langkah Katup 6 cm

Pada sisi yang lain semestinya perubahan tinggi bak masukan air (head input) akan berakibat pada perubahan nilai kecepatan aliran air yang melalui badan pompa. Semakin besar head input akan meningkatkan kecepatan aliran air. Pertambahan kecepatan aliran air akan berakibat pada kenaikan tekanan pada saat katup limbah tertutup secara tiba-tiba.

Dengan demikian secara teoritis seharusnya nilai-nilai debit keluaran yang berwarna merah (H = 1,2 meter) akan terletak di sebelah atas nilai-nilai biru (H = 0,9 meter).

Telah dilakukan perhitungan berulang-ulang, dari data-data debit keluaran dan debit limbah diperoleh gambar grafik sebagai berikut.

Dari gambar tersebut diperoleh nilai efisiensi ( $\eta$ ) maksimum yang dapat dicapai adalah sebesar 59,79 %. pada saat tinggi masukan 0,9 meter, langkah katup 6 cm, dan pada tinggi keluaran 3 meter.

#### 4. KESIMPULAN

Setelah dilakukan penelitian pada pompa hidram 4 inci bahan pipa PVC dengan beban katup limbah tetap sebesar 1 kg, dengan memvariasikan tinggi masukan dan tinggi keluaran, dapat disimpulkan debit keluaran maksimum sebesar 33,26 L/menit, efisiensi maksimum sebesar 59,79 %, tinggi masukan terendah dicapai pada 0,6 meter dan tinggi keluaran maksimum sebesar 15 meter.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] Budi Sudarmanto, 2006, Pustaka Ilmiah Universitas Lampung, 14 Januari 2010, <http://Pustakailmiah.Unila.ac.id>
- [2] Hanafie Jahja, Teknologi Pompa Hidraulik Ram, Bandung, Pusat Teknologi Institut Teknologi Bandung, 1979
- [3] Imam Wahyudi S, Fauzi Fachrudin, Korelasi Tekanan dan Debit Air Pompa Hidram Sebagai Teknologi Pompa Tanpa Bahan Bakar Minyak, Prosiding SemNas Sains dan Teknologi-II, Universitas Lampung, 2008
- [4] Made Suarda, IKG Wirawan, Kajian Eksperimental Pengaruh Tabung Udara Terhadap Head Tekanan Pompa Hidram, Jurnal Ilmiah Teknik Mesin CAKRAM Vol. 2 No. 1, Juni 2008 (10 – 14)
- [5] Taye, Teferi; Hydraulic Ram Pump; Journal of the ESME, Vol II, No.1, Addis Ababa, Ethiopia, July 1998
- [6] Yosef Agung Cahyanta, Indrawan Taufik, Studi Terhadap Pompa Hidraulic Ram dengan Variasi Beban Katup Limbah, Jurnal Ilmiah Teknik Mesin CAKRAM Vol. 2 No. 2, Desember 2008 (92 – 96)



## STUDI NUMERIK OPTIMASI KINERJA HORIZONTAL AXIS WIND TURBINE (HAWT) PADA POTENSI ANGIN TROPIS

Sutrisno<sup>1)</sup>, Peter Jonathan<sup>2)</sup>, Fandi Dwiputra<sup>3)</sup>

Jurusan Teknik Mesin Universitas Kristen Petra<sup>1,2,3)</sup>

Jalan. Siwalankerto 121-131, Surabaya 60236. Indonesia<sup>1,2,3)</sup>

Phone: 0062-31-8439040, Fax: 0062-31-8417658<sup>1,2)</sup>

E-mail: tengsutrisno@peter.petra.ac.id<sup>1)</sup>, peterjonathan007@yahoo.com<sup>2)</sup>, fandi@petra.ac.id<sup>3)</sup>

### ABSTRAK

Metode numerik yang digunakan adalah Computational Fluid Dynamics (CFD) pada penelitian ini berupa program komersial yaitu FLUENT. Disain Horizontal Axis Wind Turbin (HAWT) menggunakan metode Blade Element Moment (BEM) sehingga didapatkan konfigurasi twist dan chord length terhadap radius blade turbin. Kajian penelitian ini dilakukan pada Tip Speed Ratio (TSR) 8 dan variasi blade yang dioptimalisasikan 3 jenis yaitu: uniform ideal blade, uniform linearized blade dan mixed ideal blade. Uniform ideal blade didapatkan dari BEM kemudian digunakan profil NREL S-833 di sepanjang radius, sedangkan untuk uniform linearized blade merupakan hasil BEM yang dilanjutkan dengan proses linierisasi. Mixed ideal blade merupakan rekomendasi dari NREL dengan konfigurasi ( $r/R$ ) 0.4, 0.75, dan 0.95 airfoil NREL S-835, NREL S-833, dan NREL S-834. Kecepatan aliran free stream yang digunakan antara 1-15 m/s dan kondisi fluida berputar digunakan moving mesh reference dengan putaran 510rpm. Hasil validasi daya yang dihasilkan antara numerik dan eksperimen rata-rata kesalahan sebesar 24%, kesalahan tersebut semakin meningkat seiring dengan kenaikan kecepatan. Hal ini disebabkan akibat fenomena separasi aliran 3D di tip dan hub. Hasil optimasi HAWT didapatkan pada 6 m/s pada setiap metode, yaitu: uniform ideal blade, uniform linearized blade dan mixed ideal blade sebesar 36.8%, 29.6% dan 38%. Oleh karena itu proses linierisasi BEM tidak efektif sebab hanya bertujuan mempermudah proses fabrikasi saja, sedangkan konfigurasi profil airfoil dapat meningkatkan kinerja HAWT sebesar 1.2%.

**Kata kunci:** HAWT, turbin, simulasi numerik, kinerja, makalah, seminar nasional, teknik mesin.

### 1. PENDAHULUAN

Peningkatan kebutuhan energi semakin besar, sehingga berdampak terhadap kesediaan bahan bakar di dunia. Saat ini isu tentang krisis energi semakin kuat, hal dibuktikan terjadinya kenaikan bahan bakar fosil yang luar biasa, sehingga pengembangan alternatif energi sebagai pengganti bahan bakar semakin semarak dilakukan oleh beberapa peneliti, salah satunya Robinson dkk [12]. Peneliti mengembangkan penelitian terhadap dampak aliran separasi 3D terhadap kinerja HAWTs. Penelitian tentang wind turbine telah ditinggal sejak awal abad 19 kepopuleran mesin uap pada revolusi industri di Inggris, kemudian berlanjut pada abad 20 terhadap penggunaan bahan bakar fosil yang melimpah dan murah. Namun dampak penggunaan bahan bakar fosil berdampak terhadap kerusakan lingkungan dan pencemaran lapisan atmosfer dengan kadar CO<sub>2</sub> yang tinggi sehingga berdampak pada efek rumah kaca yang menimbulkan pemanasan global. Oleh karena itu penelitian terhadap renewable energy dituntut untuk dijadikan cara alternatif sebagai pengganti bahan bakar fosil.

Pemilihan pemanfaatan energi angin khusus di daerah Tropis berdasarkan data dari BKMG[4]. Potensi angin di daerah tropis khusus di Surabaya memiliki arah yang tetap yaitu bergerak ke arah timur ke barat pada musim kemarau dan sebaliknya pada musim penghujan. Selain itu pengaruh angin di daerah tropis dipengaruhi oleh angin laut dan angin darat namun presentasi lebih kecil. Data BKMG[4] diambil pada titik pantau Perak dan Djuanda selama 3 tahun terakhir.

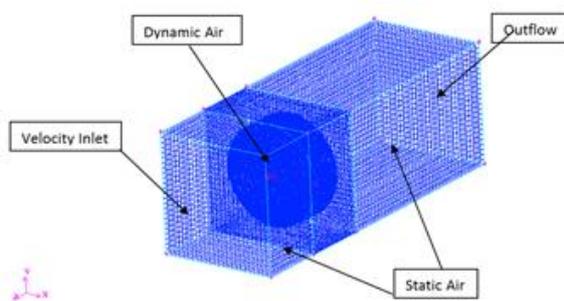
Karakteristik angin di daerah tropis memiliki variasi kecepatan yang tinggi dan stabilitas yang kecil sehingga diperlukan pengkajian fundamental terhadap karakteristik aliran tropis, sebab selama ini HAWT hanya berkembang di daerah subtropis. Manvel dkk[10] menyatakan bahwa jenis turbin yang direkomendasi pada aliran yang memiliki arah angin yang tetap Horizontal Axis Wind Turbine (HAWT) dibandingkan dengan Vertical Axis Wind Turbine (VAWT). Jenis turbine yang digunakan merupakan jenis aliran aksial sebab tidak memiliki head yang cukup, namun hanya mengandalkan debit aliran pada arah aksial. Selain itu pada putaran specific potensi pada daerah tropis disarankan menggunakan turbin dengan 3 blade dengan kecepatan sedang, apabila kecepatan tinggi digunakan 2 blade.

Potensi angin diperkotaan khusus Surabaya memiliki harapan yang cukup besar, sebab banyak terdapat gedung-gedung pencakar langit. Gedung tinggi tersebut dapat dijadikan lorong angin yang mengarahkan aliran angin menuju sebuah tempat lorong turbin angin sehingga diharapkan dapat mempercepat aliran akibat efek nosel. Oleh karena itu Universitas Kristen Petra akan dibangun gedung P1 dan P2 yang berkonsepkan gedung hemat energi, dengan harapan gedung ini dapat memproduksi kebutuhan energinya dengan menggunakan energi alternatif (renewable energy) salah satu angin. Priatman dan Jimmy[11] memaparkan konsep lorong angin yang akan dibangun yang direncanakan sebagai lorong angin untuk mengerakkan HAWT. Sehingga dibutuhkan simulasi disain HAWT untuk diterapkan pada gedung tinggi di daerah Tropis khususnya di daerah pinggir pantai.

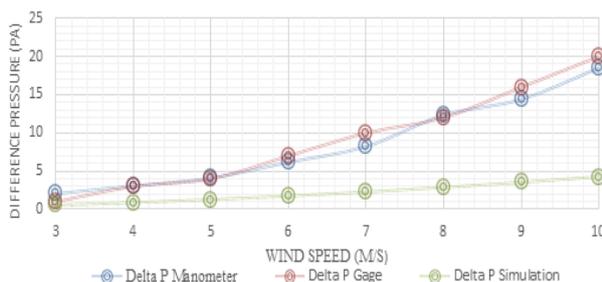
## 2. METODOLOGI

Penelitian ini merupakan lanjutan dari proses disain turbin angin HAWT, dimana dilakukan optimasi model dalam memperbaiki kinerja turbin angin. Optimasi ini dilakukan dengan metode numerik menggunakan program komersial ANSYS FLUENT dengan variasi kecepatan 0 sampai 15 m/s sesuai dengan potensi angin yang berada di Surabaya berdasarkan data BMKG[3], model bentuk turbin angin HAWT menggunakan 3 jenis yaitu : uniform ideal blade, uniform linearized blade dan mixed ideal blade. Uniform ideal blade didapatkan dari BEM kemudian digunakan profil NREL S-833 di sepanjang radius, sedangkan untuk uniform linearized blade merupakan hasil BEM yang dilanjutkan dengan proses linierisasi. Mixed ideal blade merupakan rekomendasi oleh NREL[10] dengan konfigurasi ( $r/R$ ) 0.4, 0.75, dan 0.95 airfoil NREL S-835, NREL S-833, dan NREL S-834. Simulasi dilakukan dengan model analisa absolute sehingga menggunakan metode moving mesh reference dengan putaran 510rpm. Model viscous yang digunakan menggunakan k-epsilon RNG dengan standard wall function dan kriteria konvergen dibatasi dengan nilai kesalahan  $10^{-3}$ . Kajian penelitian ini dilakukan pada Tip Speed Rasio (TSR) 8 dan domain simulasi numerik dipaparkan pada Gambar 1.

Simulasi numerik dilakukan dengan berbagai tahap, antara lain grid independency proses pemilihan ukuran dan jumlah mesh. Selain itu hasil simulasi dibandingkan dengan eksperimen pada lorong angin, pengukuran dilakukan dengan menggunakan pressure gate dan manometer. Hasil validasi dipaparkan pada Gambar 2. Hasil validasi ditunjukkan bahwa semakin besar kecepatan angin didapatkan penyimpangan yang semakin besar dengan rata-rata 24%. Hal ini disebabkan pada pengukuran dijumpai aliran sekunder sehingga hasil pengukuran mengalami kesalahan yang semakin besar. Selanjut penelitian ini akan dilakukan eksplorasi terhadap kinerja dari disain dari Manwell[9] dengan menggunakan analisa numerik.



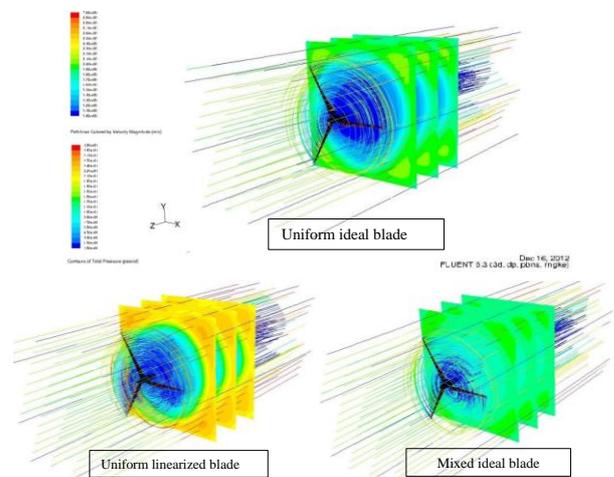
Gambar 1. Domain simulasi numerik



Gambar 2. komparasi perbedaan tekanan.

## 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

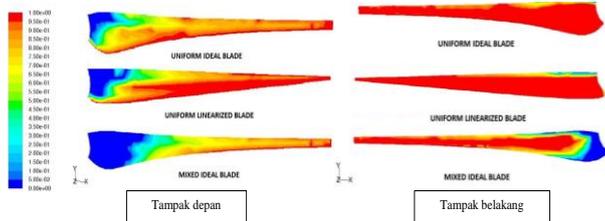
Simulasi numerik dipaparkan pada Gambar 3 berupa kontur tekanan total dan streamline kecepatan aliran yang melintasi HAWT pada kecepatan free stream dan putaran yang sama. Pada uniform linearized blade distribusi energi yang dihasilkan secara kualitatif memiliki nilai energi yang paling besar, hal ini menunjukkan bahwa penyerap energi lebih kecil dibandingkan dengan uniform ideal blade. Sebaran tekanan total pada proses linierisasi sangat besar di daerah luar radius blade, sehingga energi tidak dapat terserap baik oleh blade. Tangler[13] memaparkan teori tentang konfigurasi profil blade oleh karena itu teori tersebut diterapkan pada mixed ideal blade. Hasil pada mixed ideal blade ditunjukkan bahwa sebaran tekanan total lebih uniform sehingga serapan energi semakin besar yang menyebabkan kinerja yang dihasilkan oleh HAWT juga semakin besar.



Gambar 3. Kontur tekanan total dan streamline melintasi HAWT

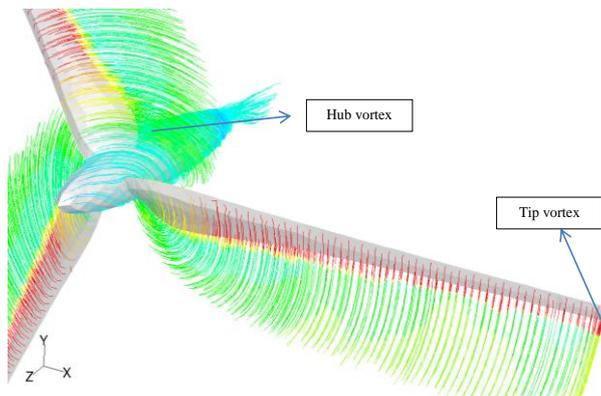
Hasil eksplorasi karakteristik aliran disekitar blade dipaparkan pada Gambar 4 dengan parameter total pressure loss coefficient tampak yang menginformasikan terjadinya kerugian energi pada blade. Pada kerugian energi yang paling besar terjadi pada uniform linearized blade, hal ini disebabkan profil bodi tidak aerodinamik dibandingkan dengan uniform ideal blade. Selain itu bentuk blade hasil proses linearized memiliki bentuk lebih lebar, namun kerugian energi semakin besar sehingga kerugian energi semakin besar. Dampak kerugian energi khusus didekat hub disebabkan oleh terbentuknya aliran sekunder, sebab aliran tersebut menyebabkan terjadinya separasi aliran 3D. Separasi aliran 3D menurut Abdulla[1] merupakan interaksi dua aliran viscous yang saling berdekatan, hal ini terjadi pada daerah dekat dengan hub dan tip. Konfigurasi profil blade berdasarkan NREL yaitu mixed ideal blade didapatkan tertundannya terjadi separasi aliran 3D khususnya didekat hub, sehingga kerugian energi yang terjadi semakin kecil. Hal ini ditunjukkan pada kontur total pressure loss coefficient di daerah hub didominasi oleh kontur berwarna biru yang memiliki nilai mendekati nol. Selain itu pada daerah tip kerugian energi bagian depan blade ditunjukkan bahwa mixed ideal blade mampu mereduksi terjadi kerugian energi, namun pada bagian belakang kerugian energi tidak dapat dihindari. Pada eksplorasi ini dinyatakan bahwa

semakin panjang chord length profil blade belum tentu dapat menghasilkan kinerja semakin baik, hal ini dibuktikan bahwa uniform linearized blade memiliki kinerja yang paling buruk dibandingkan dengan bentuk yang lain walaupun memiliki chord length lebih pendek. Metode linearized digunakan untuk mempermudah proses fabrikasi sedangkan pada saat ini perkembangan proses permesinan CNC mengalami kemajuan yang pesat, sehingga proses pembuatan ideal blade lebih mudah dilakukan.



**Gambar 4.** Kontur koefisien iso tekanan total pressure loss pada blade.

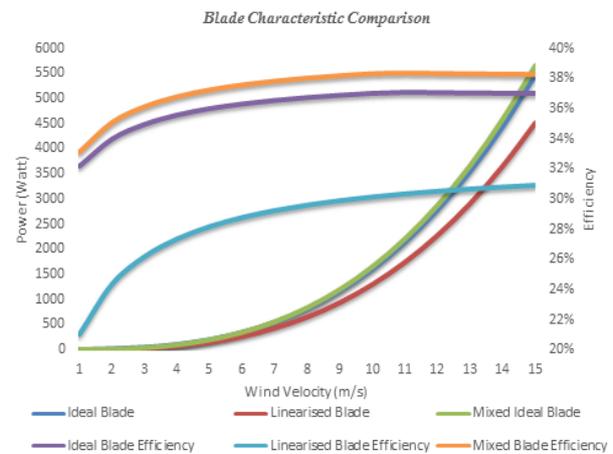
Mixed ideal blade yang dilakukan variasi bentuk profil blade berdasarkan rekomendasi Tangler[13] mampu mereduksi terjadi kerugian energi khususnya di daerah hub akibat aliran sekunder. Selain itu metode tersebut dapat menyerap energi lebih merata disepanjang bentangan blade. Three dimensional flow atau aliran sekunder yang terjadi pada blade dipaparkan pada Gambar 5 bahwa aliran sekunder akan menghancurkan energi lebih besar di daerah junction bodi, baik pada dekat hub maupun dekat tip. Namun pada mixed ideal blade terlihat terjadi hub vortex terlihat sangat kecil dibandingkan di daerah tip, hal ini menyatakan bahwa kejadian hub vortex tereduksi dengan baik oleh bentuk airfoil NREL S-835 dibandingkan dengan NREL-S833.



**Gambar 5.** Hub dan tip vortex pada blade HAWT Mixed Ideal Blade.

Tinjauan peningkatan kinerja HAWT berlanjut pada kajian kuantitatif terhadap karakteristik berbagai variasi kecepatan free stream yang berdasarkan potensi angin di Surabaya, Jawa Timur. Potensi angin khususnya di Surabaya memiliki variasi kecepatan yang cukup tinggi dan kestabilan kecepatan aliran yang rendah, oleh karena itu diperlukan kajian fundamental terhadap kinerja HAWT. Hasil simulasi menunjukkan bahwa optimasi kecepatan angin berada diantara 14-15 m/s yang merupakan kecepatan paling maksimum terjadi di daerah Surabaya. Daya yang dihasilkan mendekati

4,5kWatt dengan diameter blade 3 meter dan putaran 510 RPM untuk uniform ideal blade, 3kWatt untuk uniform linearized blade dan 5kWatt untuk mixed ideal blade. Variasi profil blade dapat meningkatkan daya sebesar 500 Watt, sedangkan proses uniform linearized blade turun 1,5kWatt Hasil efisiensi HAWT untuk menangkap energi angin menjadi energi gerak putaran poros setiap metode ,yaitu : uniform ideal blade, uniform linearized blade dan mixed ideal blade sebesar 36.8%, 29.6% dan 38% . Hal ini dipaparkan pada Gambar 6. Oleh karena itu metode linearized blade sudah tidak layak digunakan sebab proses fabrikasi yang rumit dapat diselesaikan dengan CNC machining. Peningkatan efisiensi kerja akibat variasi profil didapatkan kenaikan 1.2% dari uniform ideal blade, namun apabila dipantau pada kontur kerugian energi di sekitar blade akan lebih tampak.



**Gambar 6.** Kinerja HAWT berupa daya dan efisiensi.

#### 4. KESIMPULAN

Karakteristik potensi angin yang berada di daerah tropis khususnya di daerah Surabaya memiliki variasi kecepatan yang tinggi dan kestabilan rendah, namun arah aliran sepanjang tahun bergerak ke arah timur ke barat apabila musim kemarau sedangkan pada musim penghujan arah aliran berkebalikan. Didapatkan bahwa disain HAWT yang paling optimal sebagai berikut.

1. Optimalisasi kinerja HAWT terjadi pada antara 14-15 m/s, sehingga berada di kecepatan maksimal potensi angin di daerah tropis.
2. Metode BEM dengan linerisasi sudah tidak berlaku digunakan sebab proses fabrikasi di proses saat ini telah menggunakan teknologi robot (mesin CNC).
3. Panjang chord length sepanjang bentangan radius blade tidak selalu dijadikan parameter penentu kinerja HAWT.
4. Variasi profil blade berdasar Tangler[13] dapat meningkatkan kinerja sebesar 1.2% dan mereduksi terjadi kerugian energi khusus di dekat hub akibat aliran sekunder.
5. Efisiensi kinerja HAWT yang terbaik terjadi pada mixed ideal blade sebesar 38% dari potensi angin.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] Abdulla, A. K., Bhargava, R. K., and Raj, R, "An Experimental Study of Local Wall Shear Stress, Surface



- Statics Pressure, and Flow Visualization Upstream, Alongside, and Downstream of a Blade Endwall Corner”, *Journal of Turbomachinery*, Vol. 113, pp. 626-632,1991.
- [2] Althaus, D. ,”Airfoils and Experimental Results from the Laminar Wind Tunnel of the Institute for Aerodynamik and Gasdynamik of the University of Stuttgart”, University of Stuttgart,1996.
- [3] Betz, A., “Windenergie und Ihre Ausnutzung durch Windmoullen. Vandenhoeck and Ruprecht”, Goottingen, 1926.
- [4] BMKG, ”Data Kecepatan Angin Bulanan Surabaya”, 2009-2011.
- [5] Charles, “Perancangan Prototype Turbin Angin Poros Vertikal Sebagai Pembangkit Listrik”, Tugas Akhir Surabaya : Universitas Kristen Petra.
- [6] De Vries, O. (1979) Fluid Dynamic Aspects of Wind Energy Conversion. Advisory Group for Aerospace Research and Development, North Atlantic Treaty Organization, AGARD-AG-243.
- [7] Eldridge, F. R. (1980) Wind Machines, 2nd edition. Van Nostrand Reinhold, New York.
- [8] Glauert, H. (1935) Airplane Propellers, in Aerodynamic Theory (Ed. W. F. Durand), Div. L. Chapter XI, Springer Verlag, Berlin (reprinted by Peter Smith (1976) Gloucester, MA).
- [9] Lysen, E. H. (1982) Introduction to Wind Energy. Steering Committee Wind Energy Developing Countries. Amersfoort, NL.
- [10] Manwell, J., McGowan, J., and Rogers, A. (2002). Wind Energy Explained. Theory, Design and Application. John Wiley and Sons, Ltd.
- [11] Priatman, Jimmy (2011). Perencanaan Gedung P1 dan P2 UK Petra: Penerapan Konsep Green Building & Energy Saving. <<http://www.petra.ac.id/berita/perencanaan-gedung-p1-dan-p2-uk-petra-penerapan-konsep-green-building-and-energy-saving/>>
- [12] Robinson, M.C., Hand, M.M., Simms, D. A., Schreck, S. J., “Horisontal axis wind turbine aerodynamics: Three-Dimensional, Unsteady, and Separated flow influences,ASME/JSME San Francisco, California, Juli 18-23,1999.
- [13] Tangler, J. L., “NREL Airfoil families for HAWTs”, National renewable energy laboratory 1617 Cole boulevard, Golden Colorado 80401-3393.
- [14] Wilson, R. E. and Lissaman, P. B. S.,”Applied Aerodynamics of Wind Power Machine”, Oregon State University,1974.
- [15] Wilson, R. E., Lissaman, P. B. S. and Walker, S. N.,”Aerodynamic Performance of Wind Turbines”, Energy Research and Development Administration, ERDA/NSF/04014-76/1, 1976.



## PERANCANGAN PROPELER TURBIN ANGIN POROS HORIZONTAL DENGAN METODA BLADE ELEMENT MOMENTUM

Fandi D. Suprianto<sup>1)</sup>, Sutrisno<sup>2)</sup>, Peter Jonathan<sup>3)</sup>

Jurusan Teknik Mesin Universitas Kristen Petra<sup>1,2,3)</sup>  
Jalan. Siwalankerto 121-131, Surabaya 60236. Indonesia<sup>1,2,3)</sup>  
Phone: 0062-31-8439040, Fax: 0062-31-8417658<sup>1,2)</sup>  
E-mail : [fandi@petra.ac.id](mailto:fandi@petra.ac.id)<sup>1)</sup>, [tengsutrisno@petra.ac.id](mailto:tengsutrisno@petra.ac.id)<sup>2)</sup>

### ABSTRAK

Turbin Angin dapat menjadi salah satu solusi alat pembangkit tenaga listrik dengan mengkonversi energi angin menjadi listrik ditengah krisis energi global pada abad ke-21 ini. Kebutuhan energi didaerah perkotaan terus meningkat seiring berjalannya waktu yang tidak diikuti perkembangan sumber energi terbarukan. Dengan adanya gedung-gedung tinggi, semestinya meningkatkan potensi energi angin yang melewati sela-sela gedung yang merupakan konsentrator angin. Maka, perlu dirancang Propeler Turbin Angin yang optimal yang dapat menjawab kebutuhan energi di daerah perkotaan khususnya pada Gedung Hemat Energi yang sengaja dirancang khusus untuk memusatkan aliran angin. Penelitian ini bertujuan untuk mendapatkan parameter-parameter disain untuk turbin angin poros horisontal yang meliputi rotor radius, chord length, dan twist dengan menggunakan metoda Blade Element Momentum. Coefficient of Performance (CP) dari perhitungan dibandingkan terhadap berbagai Tip Speed Ratio (TSR) serta perubahan profil blade baik secara linearisasi maupun mengganti komposisi dan konfigurasi airfoil yang akan digunakan. Nilai TSR yang digunakan adalah TSR 4 hingga TSR 10. Berdasarkan hasil penelitian, konfigurasi yang menghasilkan CP terbaik adalah Mixed Ideal Blade dengan nilai 47.6% pada TSR 8. Dari hasil penelitian tersebut, maka Mixed Ideal Blade dapat diaplikasikan pada Gedung Hemat Energi di daerah perkotaan.

**Kata kunci:** Horizontal Axis Wind Turbine, Blade Element Momentum, Gedung Hemat Energi, Blade Design, Wind Energy.

### 1. PENDAHULUAN

Masalah krisis energi di dunia sudah menjadi topik yang hangat pada era abad ke-21 ini. Hal ini dikarenakan semakin menipisnya persediaan stok bahan bakar fosil yang merupakan *Non-Renewable Energy*. Selain itu penggunaan bahan bakar fosil memiliki dampak pencemaran lingkungan dikarenakan emisi gas buang dari penggunaannya.

Salah satu contoh penggunaan *renewable energy* adalah konversi *wind energy* dengan menggunakan turbin angin. Energi angin sangatlah banyak tersedia dan merupakan energi yang cukup murah untuk dimanfaatkan. Proses konversi energi ini tidak menimbulkan polusi. Sayangnya, penggunaan energi angin belum banyak diaplikasikan sebagai salah satu penghasil energi listrik yang ada di Indonesia. Dari data BMKG Juanda maupun BMKG Perak menunjukkan potensi angin di Surabaya yang bisa dimanfaatkan untuk kebutuhan energi di berbagai sektor, antara lain: *agricultural*, perindustrian, pembangkit listrik, dan lain-lain.

Kebutuhan akan energi di daerah perkotaan meningkat diiringi dengan penambahan jumlah gedung-gedung tinggi di Indonesia. Padahal dengan adanya penambahan jumlah gedung tinggi di Indonesia meningkatkan potensi pemanfaatan turbin angin dikarenakan tingginya kecepatan angin yang lewat diantara gedung-gedung tersebut yang bisa dimanfaatkan untuk pembangkit energi yang bebas polusi.

Penggunaan turbin angin poros horisontal (HAWT) untuk daerah perkotaan belum banyak diterapkan di Indonesia. Hal ini dikarenakan arah angin yang berubah-ubah sehingga lebih cocok bila digunakan turbin angin poros vertikal. Padahal turbin angin poros horisontal (HAWT) memiliki efisiensi yang jauh lebih tinggi dibandingkan dengan Turbin angin poros

vertikal (VAWT). Turbin angin poros horisontal bisa diterapkan pada Gedung Hemat Energi yang sengaja dirancang khusus untuk memusatkan aliran angin.

Didasari oleh latar belakang dan permasalahan yang ada, maka penelitian ini bertujuan untuk memperoleh desain propeler yang menghasilkan *Coefficient of Performance (CP)* yang tinggi untuk Turbin angin poros horisontal yang akan ditempatkan di Gedung Hemat Energi. Beberapa parameter yang akan didesain meliputi *rotor radius*, *chord length*, dan *twist*.

### 2. METODOLOGI

Turbin angin poros horisontal (HAWT) merupakan sebuah alat pengkonversi energi angin menjadi energi listrik. Turbin angin ini mengkonversi energi tersebut dengan menggunakan gaya *lift* pada *blade* yang menghasilkan momen torsi yang memutar poros turbin dan putaran turbin tersebut dikonversi menjadi energi listrik dengan generator. Sumber energi ini tidak bias langsung dipakai dan harus disimpan terlebih dahulu pada sebuah catudaya. Hal ini dikarenakan *output* dari turbin angin yang berfluktuasi.

Secara praktis, desain turbin angin ditentukan berdasarkan gaya aero dinamika yang bekerja pada propeler. Analisis klasik dari turbin angin pada awalnya dikembangkan oleh Betz dan Glauert[1], [2] pada tahun 1930. Selanjutnya, teori ini dikembangkan dan diadaptasi untuk mendapatkan solusi dengan komputer digital [3], [4], [5]. Pada metode ini, *momentum theory* dan *blade element theory* digabungkan menjadi *strip theory* atau *blade element momentum theory* yang memungkinkan untuk dilakukannya perhitungan karakteristik kinerja pada rotor turbin angin.

Untuk mendapatkan suatu hasil penelitian yang komprehensif, beberapa batasan penelitian diberlakukan:

- Turbin angin yang dipilih adalah turbin angin jenis HAWT
- Hanya mendesain aerodinamika propeler turbin angin
- Diameter *blade rotor* 3 meter
- *Airfoil* yang digunakan NREL S833, S834, dan S835 [6]

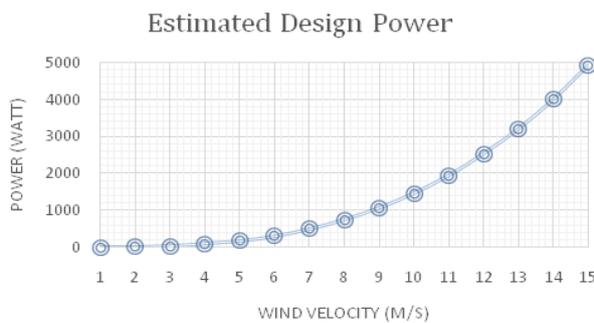
### MenentukanDayadan Radius Blade

Langkah pertama adalah menentukan daya yang dibutuhkan untuk kecepatan angin tertentu, atau menentukan Radius yang akan dibuat dikarenakan adanya tempat yang cukup sehingga dapat menghasilkan suatu daya yang optimal.

Daya dapat ditentukan sebagai berikut:

$$P = C_p \eta \left(\frac{1}{2}\right) \rho \pi R^2 U^3 \quad (1)$$

Diameter turbin dirancang sesuai dengan batasan di lokasi pemasangan, yaitu sebesar 3 meter. *Coefficient of performance* (CP) diasumsi sebesar 0.4 dan Efisiensi mekanis ( $\eta$ ) diasumsikan sebesar 0.9. Sehingga daya yang akan dihasilkan pada kecepatan angin ( $U$ ) yang berbeda adalah sebagai berikut.



**Gambar1.** Estimasi Daya Turbin Angin yang akan didesain

### Menentukan Tip Speed Ratio (TSR/λ)

Menentukan TSR disesuaikan dengan aplikasi yang akan dilakukan oleh Turbin Angin. Untuk memompa air yang pada umumnya membutuhkan Torsi yang besar dibutuhkan  $1 < TSR < 3$ . Untuk kegiatan pembangkit listrik, dibutuhkan  $4 < TSR < 10$ . Semakin besar TSR, maka diperlukan semakin sedikit material pada *blade*, dan semakin kecil gearbox yang dibutuhkan, namun memerlukan bentuk *Airfoil* yang lebih mutakhir. Sesuai dengan kondisi di lapangan, maka dalam penelitian ini nilai TSR ditentukan mulai dari 4 hingga 10.

### MenentukanJumlahBlade

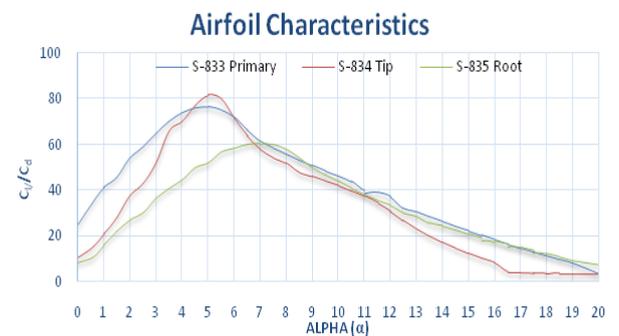
**Tabel 1.** Jumlah *blade* yang disarankan (B), untuk  $TSR/\lambda$  yang berbeda

$\lambda$	B
1	8–24
2	6–12
3	3–6
4	3–4
>4	1–3

Penentuan jumlah *blade* yang digunakan tergantung dari TSR yang dipilih, perlu diketahui bahwa semakin sedikit *blade* yang digunakan diperlukan konstruksi yang lebih baik pada hub.

### MenganalisaAirfoil

Data *Airfoil* didapatkan menggunakan software XFLR5. Diperoleh bahwa, *Airfoil NREL S-833* memiliki nilai  $C_l/C_d$  teroptimal pada *angle*  $5^\circ$ . *Airfoil NREL S-834* yang berfungsi pada bagian *Tip*, memiliki nilai  $C_l/C_d$  yang paling optimal pada *angle*  $4^\circ$ . Sedangkan *Airfoil NREL S-835* yang bekerja pada bagian *Root*, memiliki nilai  $C_l/C_d$  yang optimal pada *angle*  $6.5^\circ$ . *Angle* tersebut akan digunakan untuk menentukan *incident angle* pada masing-masing *section* sebuah *blade*.



**Gambar 2.** Data Karakteristik Airfoil  $C_l/C_d$  vs Alpha ( $\alpha$ )

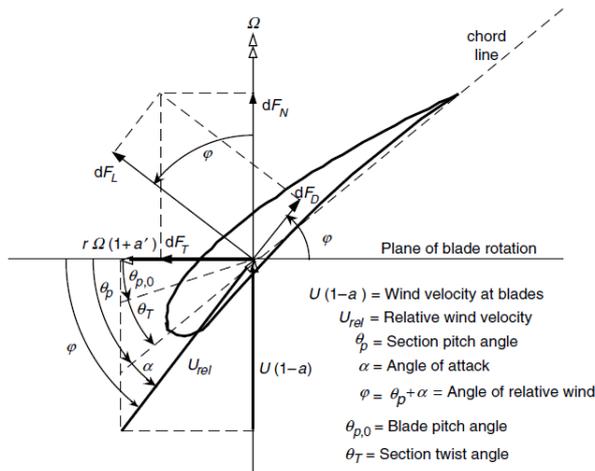
Setelah dilakukan analisa terhadap airfoil yang akan digunakan, dilakukan kalkulasi *BEM* dengan menggunakan step-step yang ada pada bagian di bawah ini (2.5 – 2.8). *Coefficient of Performance* (CP) dari perhitungan akan dibandingkan terhadap berbagai *TSR* serta perubahan profil *blade* baik secara linearisasi maupun mengganti komposisi dan konfigurasi *airfoil* yang akan digunakan. Ada 2 macam konfigurasi yang diteliti yaitu *uniform blade* dan *mixed blade*. *Uniform Ideal Blade* adalah *blade* dengan komposisi *airfoil* yang tetap sepanjang *blade span*, yaitu *NREL S-833* dengan distribusi *Chord* ( $c$ ) dan *Twist* ( $\theta_p$ ) yang ideal. Karena menggunakan *airfoil NREL S-833* yang merupakan *Primary Airfoil*, maka *incident angle* ( $\alpha$ ) yang digunakan adalah  $5^\circ$ .

*Mixed Ideal Blade* adalah *blade* dengan komposisi *airfoil* yang bervariasi dengan komposisi 0,4; 0,75; 0,95 sepanjang *blade span* dengan *airfoil NREL S-835*, *NREL S-833*, *NREL S-834* dengan distribusi *Chord* ( $c$ ) dan *Twist* ( $\theta_p$ ) yang ideal. Pada *airfoil NREL S-833* yang merupakan *Primary Airfoil*, maka *incident angle* ( $\alpha$ ) yang digunakan adalah  $5^\circ$ . Pada *NREL S-834* yang merupakan *airfoil* untuk daerah *tip*, digunakan *angle* ( $\alpha$ )  $4^\circ$ . Pada *NREL S-835* yang merupakan *airfoil* jenis *root*, *angle* ( $\alpha$ ) yang digunakan  $6,5^\circ$ .

Dengan demikian maka ada 4 model yang akan dibandingkan performanya:

1. *Uniform Ideal Blade*
2. *Uniform Linearized Blade*
3. *Mixed Ideal Blade*
4. *Mixed Linearized Blade*

## Membagi *Blade* menjadi N Elemen dan Menganalisa Setiap Bagian



**Gambar 3.** *Blade geometry for analysis of a horizontal axis wind turbine.*[7]

Blade dibagi menjadi N bagian (biasanya 10-20 bagian). Teori optimasi rotor digunakan untuk mengestimasi bentuk *blade* pada titik tengah radius,  $r_i$ . Berikut persamaan yang digunakan.

$$\lambda_{r,i} = \lambda(r_i/R) \quad (2)$$

$$\varphi_i = \left(\frac{2}{3}\right) \tan^{-1}(1/\lambda_{r,i}) \quad (3)$$

$$c_i = \frac{8\pi r_i}{BC_{l,design}} (1 - \cos \varphi_i) \quad (4)$$

$$\theta_T = \theta_{p,i} - \theta_{p,0} \quad (5)$$

$$\varphi_i = \theta_{p,i} + \alpha_{design} \quad (6)$$

### Melakukan Linearisasi

Untuk mempermudah fabrikasi maka diperlukan linearisasi pada *blade*. Dewasa ini sudah terdapat berbagai teknologi modern yang bias menunjang fabrikasi yang cukup rumit, namun apa bila diperlukan linearisasi maka chord dan twist angle bias didapatkan dengan cara.

$$c_i = a_1 r_i + b_i \quad (7)$$

$$\theta_{T,i} = a_2 (R - r_i) \quad (8)$$

### Menghitung Performa Rotor

Blade dengan menggunakan metoda *Blade Element Momentum*;

Metode 1 – Menentukan  $C_l$  dan  $\alpha$

Mencari nilai actual dari  $C_l$  dan  $\alpha$ , dengan menggunakan rumus dan nilai empiris dibawah ini.

**Tabel 2.** Perbandingan  $CP$  berbagai model *blade* dengan variasi  $TSR$

<b>Coefficient of Performance (CP) Comparison</b>				
<b>TSR</b>	<b>UNIFORM IDEAL BLADE</b>	<b>UNIFORM LINEARISED BLADE</b>	<b>MIXED IDEAL BLADE</b>	<b>MIXED LINEARISED BLADE</b>
4	45.205%	43.589%	45.223%	43.557%
5	46.574%	41.788%	46.600%	41.783%
6	47.260%	42.166%	47.296%	42.184%
7	47.535%	42.995%	47.581%	43.033%
8	47.547%	43.735%	47.603%	43.789%
9	47.382%	44.253%	47.448%	44.322%
10	47.093%	44.544%	47.170%	44.627%

$$C_{l,i} = 4F_i \sin \varphi_i \frac{(\cos \varphi_i - \lambda_{r,i} \sin \varphi_i)}{\sigma_i (\sin \varphi_i + \lambda_{r,i} \cos \varphi_i)} \quad (9)$$

$$\varphi_i = \alpha_i + \theta_{T,i} + \theta_{p,0}$$

$$F_i = \left(\frac{2}{\pi}\right) \cos^{-1} \left[ \exp\left(-\left\{\frac{(B/2)[1-(r_i/R)]}{(r_i/R) \sin \varphi_i}\right\}\right) \right] \quad (10)$$

$$\varphi_{i,1} = \left(\frac{2}{3}\right) \tan^{-1}(1/\lambda_{r,i})$$

$$\varphi_{i,j+1} = \theta_{p,i} + \alpha_{i,j}$$

$$a_i = 1/[1 + 4 \sin^2 \varphi_i / (\sigma_i' C_{l,i} \cos \varphi_i)]$$

Jika  $a_i$  lebih besar dari 0.4, gunakan Metode 2

Metode 2 – Solusi Iterasi untuk  $a$  dan  $a'$

Iterasi ini bertujuan untuk mendapatkan axial dan angular induction factors, hal ini membutuhkan beberapa inputan awal untuk menentukan nilainya. Berikut merupakan persamaan yang digunakan.

$$\varphi_{i,1} = \left(\frac{2}{3}\right) \tan^{-1}(1/\lambda_{r,i})$$

$$a_{i,1} = \frac{1}{\left[1 + \frac{4 \sin^2(\varphi_{i,1})}{\sigma_{i,design} C_{l,design} \cos \varphi_{i,1}}\right]} \quad (11)$$

$$a'_{i,1} = \frac{1}{(4a_{i,1}) - 1} \quad (12)$$

$$\tan \varphi_{i,j} = \frac{U(1-a_{i,j})}{\Omega r(1+a'_{i,j})} = \frac{(1-a_{i,j})}{(1+a'_{i,j})\lambda_{r,i}} \quad (13)$$

$$F_{i,j} = \left(\frac{2}{\pi}\right) \cos^{-1} \left[ \exp\left(-\left\{\frac{(B/2)[1-(r_i/R)]}{(r_i/R) \sin \varphi_{i,j}}\right\}\right) \right] \quad (14)$$

$$\alpha_{i,j} = \varphi_{i,j} - \theta_{p,i} \quad (15)$$

$$C_{T,i,j} = \frac{\sigma_i (1-a_{i,j})^2 (C_{l,i,j} \cos \varphi_{i,j} + C_{d,i,j} \sin \varphi_{i,j})}{\sin^2 \varphi_{i,j}} \quad (16)$$

Update  $a$  dan  $a'$ . Jika  $C_{T,i,j} < 0.96$ ,

$$a_{i,j+1} = \frac{1}{\left[1 + \frac{4 \sin^2(\varphi_{i,1})}{\sigma_{i,design} C_{l,design} \cos \varphi_{i,1}}\right]} \quad (17)$$

Jika  $C_{T,i,j} > 0.96$

$$a_{i,j+1} = (1/F_{i,j}) [0.143 \sqrt{0.0203 - 0.6427(0.889 - C_{T,i,j})}] \quad (18)$$

$$a'_{i,j+1} = \frac{1}{\left[\frac{4F_{i,j} \cos \varphi_{i,j}}{\sigma_i C_{l,i,j}} - 1\right]} \quad (19)$$

Jika nilai dari *induction factors* ada di dalam toleransi yang telah ditentukan sebelumnya, maka parameter performasi dapat dikalkulasi, jika tidak kembali lagi pada Metode 1.

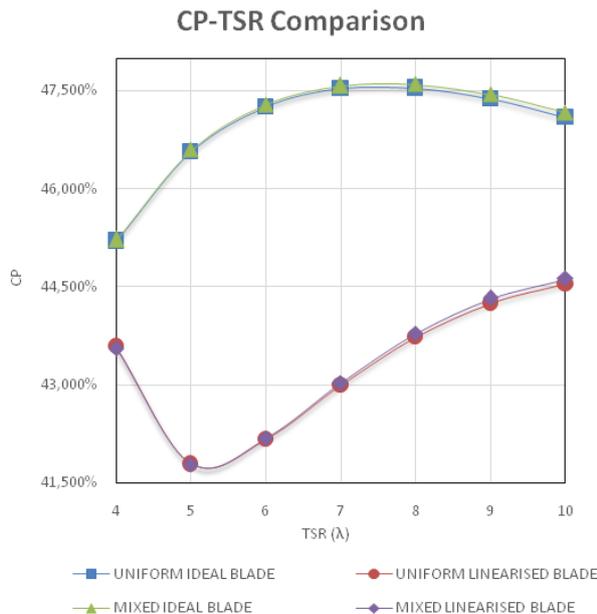
### Menghitung Koefisien Daya

Menghitung Koefisien Daya adalah dengan menjumlahkan setiap elemen pada bagian *blade*. Nilainya dapat di aproksimasi dengan menggunakan persamaan berikut.

$$C_p = 8/\lambda^2 \int_{r_h}^R F \sin^2 \varphi (\cos \varphi - \lambda_r \sin \varphi) (\sin \varphi + \lambda_r \cos \varphi) [1 - (C_d/C_i) \cot \varphi] \lambda_r^2 d\lambda_r \quad (20)$$

### 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Comparasi blade design dilakukan untuk mendapatkan *Coefficient of Performance* (CP) yang paling optimal dari 4 model blade yang telah dikalkulasi. CP dihitung pada tiap-tiap TSR, sehingga bias didapatkan TSR yang paling optimal serta model yang akan digunakan. Berikut dibawah ini, merupakan table perbandingan model dengan variasi TSR hasil perhitungan kalkulasi.



**Gambar 4.** Grafik Perbandingan CP berbagai model blade dengan variasi TSR

**Tabel 3.** Tabel Dimensi dari 4 model blade pada TSR 8

Blade Dimension															
Uniform Ideal Blade				Uniform Linearised Blade				Mixed Ideal Blade				Mixed Linearised Blade			
r	ci	$\theta_{p,i}$	Airfoil	r	ci	$\theta_{p,i}$	Airfoil	r	ci	$\theta_{p,i}$	Airfoil	r	ci	$\theta_{p,i}$	Airfoil
75	170.597	40.466	NREL S-833	75	168.680	40.466	NREL S-833	75	170.597	38.966	NREL S-835	75	168.680	38.966	NREL S-835
150	197.843	29.227	NREL S-833	150	160.580	29.227	NREL S-833	150	197.843	27.727	NREL S-835	150	160.580	27.727	NREL S-835
225	180.535	21.537	NREL S-833	225	152.480	21.537	NREL S-833	225	180.535	20.037	NREL S-835	225	152.480	20.037	NREL S-835
300	156.607	16.337	NREL S-833	300	144.380	16.337	NREL S-833	300	156.607	14.837	NREL S-835	300	144.380	14.837	NREL S-835
375	135.351	12.710	NREL S-833	375	136.280	12.710	NREL S-833	375	135.351	11.210	NREL S-835	375	136.280	11.210	NREL S-835
450	118.019	10.080	NREL S-833	450	128.180	10.080	NREL S-833	450	118.019	8.580	NREL S-835	450	128.180	8.580	NREL S-835
525	104.095	8.103	NREL S-833	525	120.080	8.103	NREL S-833	525	104.095	6.603	NREL S-835	525	120.080	6.603	NREL S-835
600	92.842	6.569	NREL S-833	600	111.980	6.569	NREL S-833	600	92.842	6.569	NREL S-833	600	111.980	6.569	NREL S-833
675	83.638	5.349	NREL S-833	675	103.880	5.349	NREL S-833	675	83.638	5.349	NREL S-833	675	103.880	5.349	NREL S-833
750	76.009	4.357	NREL S-833	750	95.780	4.357	NREL S-833	750	76.009	4.357	NREL S-833	750	95.780	4.357	NREL S-833
825	69.603	3.536	NREL S-833	825	87.680	3.536	NREL S-833	825	69.603	3.536	NREL S-833	825	87.680	3.536	NREL S-833
900	64.159	2.846	NREL S-833	900	79.580	2.846	NREL S-833	900	64.159	2.846	NREL S-833	900	79.580	2.846	NREL S-833
975	59.483	2.257	NREL S-833	975	71.480	2.257	NREL S-833	975	59.483	2.257	NREL S-833	975	71.480	2.257	NREL S-833
1050	55.426	1.750	NREL S-833	1050	63.380	1.750	NREL S-833	1050	55.426	1.750	NREL S-833	1050	63.380	1.750	NREL S-833
1125	51.877	1.308	NREL S-833	1125	55.280	1.308	NREL S-833	1125	51.877	1.708	NREL S-833	1125	55.280	1.708	NREL S-833
1200	48.748	0.920	NREL S-833	1200	47.180	0.920	NREL S-833	1200	48.748	1.920	NREL S-834	1200	47.180	1.920	NREL S-834
1275	45.968	0.577	NREL S-833	1275	39.080	0.577	NREL S-833	1275	45.968	1.577	NREL S-834	1275	39.080	1.577	NREL S-834
1350	43.485	0.271	NREL S-833	1350	30.980	0.271	NREL S-833	1350	43.485	1.271	NREL S-834	1350	30.980	1.271	NREL S-834
1425	41.253	-0.003	NREL S-833	1425	22.880	-0.003	NREL S-833	1425	41.253	0.997	NREL S-834	1425	22.880	0.997	NREL S-834
1500	39.236	-0.250	NREL S-833	1500	14.780	-0.250	NREL S-833	1500	39.236	0.750	NREL S-834	1500	14.780	0.750	NREL S-834

Dari hasil yang disajikan pada tabel 2 maupun grafik 3 di atas, maka TSR 8 dipilih sebagai kondisi yang terbaik, karena memiliki CP yang paling optimal khususnya untuk model Ideal Blade menurut perhitungan matematis BEM.

Secara umum, linearisasi chord length untuk mempermudah fabrikasi berdampak pada menurunnya CP hingga hampir 1% pada TSR 8. Hal ini terjadi baik pada desain *Uniform blade*, maupun *Mixed blade*. Tidak ada perbedaan CP yang signifikan antara desain *Uniform blade* dan *Mixed blade*.

Selanjutnya, parameter-parameter rotor radius (r), chord length (c<sub>i</sub>), dan pitch angle (θ<sub>p,i</sub>) yang diperoleh dari proses perhitungan dituliskan ulang dalam tabel di bawah ini. Variabel radius (r) dinyatakan dalam satuan milimeter (mm). Pitch angle (θ<sub>p,i</sub>) lebih dipilih untuk digunakan daripada twist (θ<sub>T,i</sub>) dengan alasan untuk mempermudah proses fabrikasi.

### 4. KESIMPULAN

- Desain blade yang paling optimal menurut metoda *blade element momentum theory* adalah *Mixed Ideal Blade* dengan selisih *Coefficient of Performance* (CP) sekitar 1,2% lebih tinggi dari *Uniform Ideal Blade*, dan hampir 10% lebih tinggi dari *Mixed/Uniform Linearised Blade*.
- Proses linearisasi chord length sebaiknya tidak perlu dilakukan apabila proses pembuatan *ideal blade* masih memungkinkan.
- Perbedaan CP yang tidak terlalu signifikan antara *Mixed Ideal Blade* dan *Uniform ideal blade* memberikan alternative untuk pertimbangan kerumitan proses fabrikasi. *Uniform ideal blade* menggunakan 1 jenis *airfoil* saja (NREL S-833) sehingga lebih mudah dan sederhana untuk dibuat.

### DAFTAR PUSTAKA

[1] Betz, A., "Windenergie und Ihre Ausnutzung durch Windmoullen.", Vandenhoeck and Ruprecht, Goottingen, 1926.



- [2] Glauert, H., "Airplane Propellers, in Aerodynamic Theory", Springer Verlag, Berlin, 1935, (reprinted by Peter Smith, Gloucester, M.A., 1976.
- [3] Wilson, R. E. and Lissaman, P. B. S., "Applied Aerodynamics of Wind Power Machine.", Oregon State University, 1974.
- [4] Wilson, R. E., Lissaman, P. B. S. and Walker, S. N., "Aerodynamic Performance of Wind Turbines", Energy Research and Development Administration, ERDA/NSF/04014-76/1, 1976.
- [5] De Vries, O., "Fluid Dynamic Aspects of Wind Energy Conversion", Advisory Group for Aerospace Research and Development, North Atlantic Treaty Organization, AGARD-AG-243, 1979.
- [6] NREL. Airfoil., 6-July-2012, <<http://wind.nrel.gov/airfoils/AirfoilList.html>>
- [7] Manwell, J., McGowan, J., and Rogers, A., "Wind Energy Explained. Theory, Design and Application.", John Wiley and Sons, Ltd., 2002.

## STUDI NUMERIK DARI PENAMBAHAN *OBSTACLE* TERHADAP KINERJA KOLEKTOR SURYA PEMANAS UDARA DENGAN PLAT PENYERAP JENIS *V-CORRUGATED*

Ekadewi A. Handoyo<sup>1,2,a</sup>, Djatmiko Ichani<sup>1,b</sup>, Prabowo<sup>1,c</sup>, Sutardi<sup>1,d</sup>

<sup>1</sup> PS Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya – Indonesia

<sup>2</sup> PS Teknik Mesin, Universitas Kristen Petra, Surabaya – Indonesia

<sup>a</sup>ekadewi@peter.petra.ac.id, <sup>b</sup>djtmiko@me.its.ac.id, <sup>c</sup>prabowo@me.its.ac.id, <sup>d</sup>sutardi@me.its.ac.id

### ABSTRAK

*Kolektor surya pemanas udara dapat digunakan untuk menghasilkan udara panas dengan sumber energi yang terbarukan. Namun, perpindahan kalor dari plat penyerap ke udara sangat rendah. Beberapa peneliti melaporkan bahwa obstacle dapat meningkatkan perpindahan kalor dalam kolektor surya saluran plat datar dan peneliti lain menemukan bahwa kolektor surya dengan plat penyerap jenis v-corrugated memberikan perpindahan kalor yang lebih besar daripada saluran plat datar. Namun, belum ada penelitian yang menggabungkan keduanya. Dalam paper ini akan dibahas studi numerik dari penggabungan keduanya, yaitu penambahan obstacle terhadap kinerja kolektor surya pemanas udara dengan plat penyerap jenis v-corrugated. Studi diawali dengan pembuatan mesh, pemberian kondisi batas, pemberian data input, dan pemilihan model turbulen. Hasil studi numerik dibandingkan dengan hasil eksperimen untuk mengetahui keabsahannya. Suatu kolektor surya pemanas udara dibangun dengan skala laboratorium untuk keperluan eksperimen ini. Eksperimen dilakukan di dalam ruangan agar kondisi lingkungan dapat dijaga konstan. Dari eksperimen didapat bahwa udara mengalami kenaikan temperatur lebih tinggi dan penurunan tekanan lebih besar saat diberi obstacle. Untuk udara dengan kecepatan 6,5 m/s dan intensitas radiasi 430 W/m<sup>2</sup>, udara mengalami kenaikan dari 24,5°C menjadi 37,2°C jika tanpa obstacle dan dari 24,3°C menjadi 40,5°C jika diberi obstacle serta peningkatan penurunan tekanan dari 94 menjadi 265 Pa dengan penambahan obstacle. Model turbulen yang tepat untuk studi numerik ini adalah Shear Stress Transport (SST) k- $\omega$ . Dari studi numerik yang dilakukan, didapatkan bahwa aliran balik di antara obstacle dan celah sempit di antara obstacle dengan plat penyerap menyebabkan aliran lebih turbulen dan perpindahan kalor konveksi ke udara dari plat penyerap kolektor meningkat. Hasil studi numerik konsisten dengan hasil eksperimen.*

**Kata kunci:** kolektor surya pemanas udara, obstacle, plat penyerap v-corrugated, studi numerik.

### 1. PENDAHULUAN

Dengan semakin besar kepedulian terhadap lingkungan, maka kolektor surya menjadi peralatan yang sangat menarik untuk diteliti. Kolektor surya mengubah energi radiasi matahari menjadi energi termal yang kemudian dapat digunakan untuk memanaskan air atau udara. Kolektor surya pemanas udara umumnya mempunyai kinerja lebih rendah dari pemanas air. Hal ini disebabkan karena udara memiliki konduktivitas termal yang lebih kecil dibanding air dan koefisien perpindahan kalor konveksi antara permukaan plat penyerap dengan udara yang juga lebih rendah. Menurut [1], koefisien perpindahan kalor konveksi gas jauh lebih rendah dari cairan, baik untuk konveksi jenis alami ataupun jenis paksa. Di samping kekurangan yang ada, udara memiliki keunggulan seperti tidak menimbulkan masalah jika ada kebocoran, tidak korosif, dan ringan. Hal ini mendorong banyak peneliti berupaya untuk meningkatkan kinerja kolektor surya pemanas udara. Berbagai upaya yang telah dilakukan peneliti terdahulu adalah menggunakan plat penyerap yang dicat hitam atau diberi lapisan yang mempunyai *absorptance* tinggi dan *emittance* rendah [2], memasang honeycomb untuk mengurangi kalor yang hilang ke lingkungan [3], [4], [5], membuat aliran menjadi dua laluan [6], [7], [8], meningkatkan koefisien konveksi udara dengan plat penyerap dengan mempersempit saluran sehingga aliran menjadi turbulen [9], [10], menggunakan saluran dari plat bergelombang atau plat penyerap v-corrugated [11], [12], [13], [14], [15], [16], [17],

dan membuat aliran lebih turbulen dengan menambahkan *fin*, *baffle*, atau *obstacle* [18], [19], [20], [21], [22], [23], [24].

Kolektor surya pemanas udara secara sederhana terdiri dari plat penyerap, plat dasar, dan kaca penutup. Plat penyerap dapat terbuat dari plat datar, plat gelombang atau plat yang ditekuk membentuk saluran segitiga atau v-corrugated. El-Sebaei et al. [11] menyatakan bahwa kolektor udara dengan plat penyerap tipe v-corrugated mempunyai efisiensi 11 – 14% lebih tinggi dari kolektor dengan plat datar. Kedua kolektor yang dibandingkan merupakan kolektor dengan dua laluan. Dari studi eksperimental, Naphon [13] menemukan bahwa saluran dengan plat v-corrugated pada sebelah atas dan bawah menghasilkan peningkatan perpindahan kalor sebanyak 3,51 kali plat datar dan penurunan tekanan 1,96 kali lebih tinggi dari plat datar. Gao et al. [14] dan Tao et al. [15] menemukan bahwa pemanas udara tipe cross-corrugated mempunyai kinerja termal lebih baik dari tipe plat datar. Menurut Karim & Hawlader [16], kolektor tipe v-corrugated lebih efisien 10 – 15% dari plat datar jika digunakan satu laluan dan lebih efisien 5 – 11% jika digunakan dua laluan. Dua laluan memberi peningkatan efisiensi paling tinggi jika digunakan di kolektor plat datar dan paling sedikit di kolektor tipe v-corrugated. Bashria et al. [17] menemukan bahwa kolektor tipe v-corrugated memiliki efisiensi lebih tinggi dari plat datar baik dari simulasi matematis maupun dari eksperimen.

Studi eksperimen yang dilakukan Promvong [18] dalam daerah turbulen (bilangan Reynolds antara 5000 hingga

25.000) menunjukkan bahwa *baffle* jenis V dengan sudut  $60^\circ$  yang dipasang dalam saluran yang halus meningkatkan bilangan Nusselt dan factor gesekan. Kurtbas dan Turgut [19] meneliti pengaruh penambahan *fin* yang dipasang pada permukaan absorber secara tetap dan bebas. Dua *fin* yang digunakan mempunyai dimensi berbeda, tetapi luasan dan bentuk sama berupa empat persegi panjang. *Fin* (I) mempunyai dimensi  $810 \times 60$  mm dan type (II)  $200 \times 60$  mm. Untuk mendapatkan total luasan yang sama, ada 8 *fin* (I) dan 32 *fin* (II). Hasil yang didapatkan adalah bahwa *fin* (II) baik dipasang tetap maupun bebas ternyata lebih efektif daripada *fin* (I) dan kolektor plat datar. *Fin* yang dipasang tetap di kolektor lebih efektif daripada *fin* yang dipasang bebas. Romdhane [20] meningkatkan turbulensi dalam saluran udara dengan *obstacle* atau *baffle*. Efisiensi dan temperature udara ditemukan mengalami kenaikan dengan penggunaan *baffle*, karena *baffle* mengarahkan aliran menuju plat penyerap. Dari penelitian dan pendekatan teoritis, Ho et al. [8] menemukan bahwa perpindahan kalor meningkat dengan digunakannya *baffle* aliran dua laluan dengan *recycle* dan *fin* yang dipasang di atas dan di bawah plat penyerap. Abene et al. [21] menggunakan *obstacle* pada kolektor surya pemanas udara plat datar untuk mengeringkan buah anggur. *Obstacle* meningkatkan perpindahan kalor ke udara di atas plat penyerap, menciptakan turbulensi dan mengurangi *dead zone* dalam kolektor. Dengan menggunakan kolektor surya dua laluan, Esen [22] meneliti tiga jenis *obstacle* yang dipasang di atas plat dan dibandingkan dengan plat datar biasa. Kolektor terdiri dari 3 saluran di mana udara mengalir melaluinya. Dari penelitian yang dilakukan, ditemukan bahwa *obstacle* jenis III dengan aliran di saluran tengah (di bawah plat penyerap) memberikan efisiensi tertinggi dan semua kolektor dengan *obstacle* memiliki efisiensi lebih tinggi dari kolektor plat datar. Akpınar and Koçyiğit [23] yang meneliti tiga macam *obstacle* menemukan bahwa *obstacle* jenis ke-2 memberikan efisiensi tertinggi untuk semua kondisi dan semua *obstacle* meningkatkan kinerja kolektor dibanding tanpa *obstacle*. Bekele et al. [24] menemukan secara eksperimen pengaruh dari *obstacle* bentuk delta yang dipasang di atas permukaan plat penyerap dari suatu saluran pemanas udara. *Obstacle* meningkatkan perpindahan kalor ke udara. Perpindahan kalor meningkat jika *obstacle* lebih tinggi dan jarak antar *obstacle* lebih rapat.

Studi numerik atau *Computational Fluid Dynamics* (CFD) merupakan metode yang sering digunakan dalam memprediksi aliran dan perpindahan kalor yang terjadi dalam suatu domain yang dipilih. Studi ini menyelesaikan persamaan kekekalan massa, kekekalan energy, persamaan Navier Stokes, dan persamaan difusi massa dengan metode *finite difference* atau *finite volume*. Ratnam dan Vengadesan [25] membuat prediksi CFD dari aliran tiga dimensi yang tidak termampatkan dalam saluran plat datar dengan sebuah *obstacle* berbentuk kubus diletakkan di tengah. Mereka mencari model turbulen yang paling tepat untuk aliran yang melibatkan *recirculation*, *separation*, dan *reattachment*. Dua persamaan dari model turbulen yang mereka gunakan adalah *standard k-ε*, *low-Reynolds number k-ε*, *non-linear standard k-ε*, *standard k-ω*, dan *improved k-ω*. Hasil CFD yang memberikan prediksi terbaik adalah model *non-linear standard k-ε* dan *improved k-ω*. Koefisien perpindahan kalor maksimum terjadi di dekat titik *reattachment* dan minimum di daerah *recirculation*. Srikanth et al. [26] meneliti aliran dan perpindahan kalor pada prisma segitiga sama sisi yang terletak pada saluran horizontal

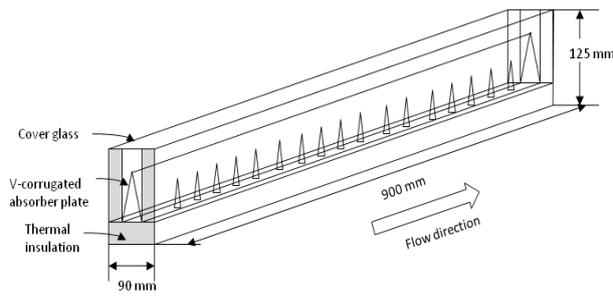
datar dengan bilangan Reynolds antara 1 hingga 80 (dengan kenaikan 5), bilangan Prandtl 0,71 dan *blockage ratio* 0,25 secara numerik dengan software Fluent 6.3. Mereka menemukan bahwa bilangan Nusselt rata-rata dengan *obstacle* berbentuk segitiga sama sisi lebih besar 12,5%–15% dibandingkan *obstacle* bentuk kotak pada bilangan Reynolds antara 5–45. Szczepanik [27] melakukan studi numerik untuk mengetahui perpindahan kalor dari suatu silinder dalam aliran melintang dengan model turbulen SST *k-ω* dan modified *k-ω*. Hasil yang didapat menunjukkan bahwa model modified *k-ω* memberikan hasil prediksi yang lebih mendekati eksperimen. Eiamsa-ard dan Promvongse [28] melakukan studi numerik pada aliran paksa turbulen dalam saluran plat datar dimana terdapat beberapa cekungan kotak di plat bawah. Studi numerik dilakukan secara dua dimensi. Mereka membandingkan empat model turbulen, yaitu *Standard k-ε*, *Renormalized Group (RNG) k-ε*, *Standard k-ω* dan *Shear Stress Transport (SST) k-ω*. Mereka menyimpulkan bahwa model turbulen RNG dan Standard *k-ε* memberikan hasil yang paling mendekati hasil pengukuran yang ada.

Dari pemaparan di atas, ada dua hal yang penting untuk diteliti lebih jauh. Pertama, *obstacle* dapat meningkatkan perpindahan kalor ke udara dalam kolektor surya plat datar. Kedua, plat penyerap *v-corrugated* dapat memberikan perpindahan kalor yang lebih tinggi daripada plat datar. Bagaimana jika keduanya digabung? Pada paper ini akan dibahas hasil studi numerik yang menggabungkan keduanya beserta validasi dengan percobaan yang terkait.

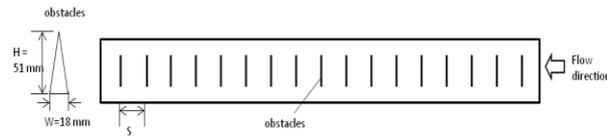
## 2. METODOLOGI

Saluran udara yang terdapat dalam kolektor surya pemanas udara dengan plat penyerap jenis *v-corrugated* memiliki penampang segitiga sama kaki. Bentuk geometri yang digunakan dalam studi numerik beserta dimensinya dapat dilihat pada Gambar 1. Sudut plat penyerap adalah  $20^\circ$  dengan dimensi panjang 900 mm dan sisi miring 87 mm. Dengan demikian dimensi saluran udara yang berupa segitiga adalah lebar 30 mm dan tinggi 85 mm. *Obstacle* yang digunakan mempunyai bentuk kongruen dengan saluran, sehingga dimensinya adalah lebar alas 18 mm dan tinggi 51 mm. *Obstacle* diletakkan sedemikian sehingga rasio spasi terhadap tinggi, *S/H*, sama dengan 1 atau persentase blokir dalam saluran sebesar 36%. Karena jarak spasi antara *obstacle* adalah 51 mm, maka terdapat 17 *obstacle* dalam aliran.

Langkah awal dalam studi numerik adalah membuat domain dan merancang *mesh* dengan software Gambit 2.4.6, seperti pada Gambar 2 (a) untuk aliran tanpa *obstacle* dan (b) untuk aliran dengan *obstacle*. Mesh atau grid dirancang sama untuk aliran dengan *obstacle* maupun tanpa *obstacle*. Namun, grid dirancang tidak seragam. Mesh yang lebih rapat digunakan untuk daerah dekat dinding baik plat sebelah atas (plat penyerap) maupun plat bawah seperti pada Gambar 2 a. Untuk simulasi dengan *obstacle*, mesh juga dirancang lebih rapat di daerah dekat *obstacle* seperti pada Gambar 2 b. Karena saluran mempunyai penampang segitiga, maka simulasi numerik harus dilakukan dalam tiga dimensi. Plat absorber dikondisikan pada temperatur konstan sebesar 320K. Aliran *free stream* udara masuk saluran dengan kecepatan 6,5 m/s, temperatur 300 K dan Intensitas turbulensi 5%. Pada plat bawah saluran dinyatakan sebagai *wall* yang terisolasi sempurna.

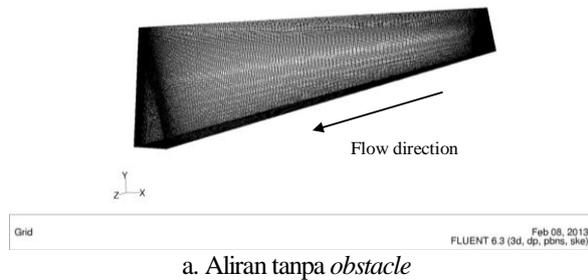


a. Gambar isometri

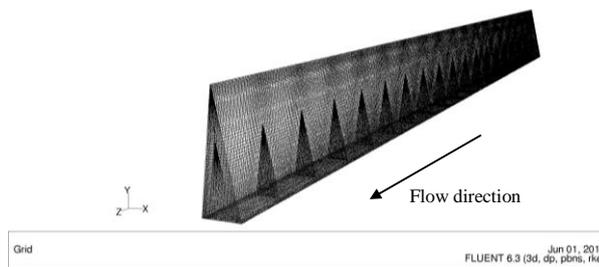


b. Gambar pandangan atas

**Gambar 1.** Skema kolektor surya dengan plat penyerap *v-corrugated* dengan *obstacle*.



a. Aliran tanpa *obstacle*



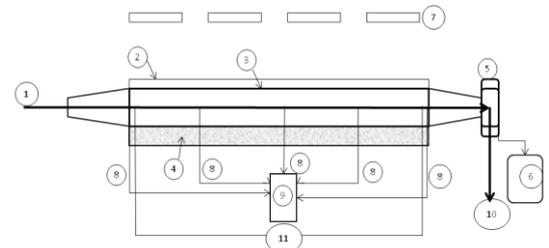
b. Aliran dengan 17 *obstacle* di atas plat bawah

**Gambar 2.** Rancangan mesh yang digunakan dalam simulasi numerik

Dengan menggunakan software CFD komersial FLUENT 6.3.26, simulasi numerik dilakukan untuk mesh yang telah dirancang. Konfigurasi mesh yang digunakan terdiri dari jumlah cell sebanyak 1.008.000, jumlah sisi permukaan sebanyak 3.080.000, dan jumlah node sebanyak 1.063.468. Dengan konfigurasi mesh yang sama, tahap selanjutnya adalah penentuan *model turbulen viscous* yang sesuai untuk kondisi aliran seperti pada penelitian ini. Model *viscous* yang digunakan adalah jenis model *viscous steady state* dengan dua persamaan yaitu Standard  $k-\epsilon$  (SKE), RNG  $k-\epsilon$  (RNGKE), Realizable  $k-\epsilon$  (RKE), Standard  $k-\omega$  (SKW), dan Shear Stress Transport  $k-\omega$  (SSTKW). Dalam melakukan simulasi numerik untuk semua model turbulen, *discretization equation* dipilih *second order upwind discretization* dan hubungan perhitungan kecepatan dan tekanan menggunakan algoritma SIMPLEC.

Hasil simulasi numerik semua model viscous tersebut dibandingkan dengan hasil eksperimen. Perbandingan tersebut meliputi perbandingan kenaikan temperatur udara keluar dan masuk serta penurunan tekanan udara dalam saluran.

Eksperimen dilakukan dalam ruangan agar kondisi lingkungan selalu terjaga. Upaya ini dilakukan untuk menghindari perbedaan hasil karena kondisi luar yang tidak sama. Eksperimen menggunakan peralatan dengan skema dan foto seperti pada Gambar 3. Eksperimen dilakukan dengan kolektor surya pemanas udara dalam skala model di laboratorium di PS Teknik Mesin, Universitas Kristen Petra, Surabaya. Radiasi matahari dimodelkan dengan empat buah lampu halogen yang masing-masing menggunakan daya 500 Watt. Selama eksperimen, intensitas radiasi yang diterima di permukaan kaca penutup diukur dengan pyranometer (Kipp & Zonen, type SP Lite2). Setiap lampu dilengkapi dengan *dimmer* terpisah, sehingga radiasi yang diterima di seluruh plat absorber dapat diatur agar seragam dengan nilai tertentu, yaitu  $430 \text{ W/m}^2$ . Kolektor yang dipakai dilengkapi dengan enam termokopel tipe T dengan ketelitian  $0,1^\circ\text{C}$  untuk mengukur temperatur udara masuk dan ke luar, temperatur plat penyerap di empat lokasi berbeda. Penurunan tekanan antara udara masuk dan keluar kolektor diukur dengan Magnehelic differential pressure gage dengan ketelitian 2 Pa. Suatu *blower* sentrifugal ( $1000 \text{ m}^3/\text{h}$ , 580 Pa, 0,2 kW, 380 Volt input) digunakan untuk mengalirkan udara melalui saluran secara *induced*. Laju aliran udara diukur di keluaran dengan anemometer digital yang mempunyai ketelitian 0,1 m/s. Laju udara yang mengalir diatur dengan mengubah frekuensi putara motor dengan *variable-frequency drive* (VFD). Pada eksperimen, laju aliran udara ke luar diatur konstan sebesar 5,0 m/s. Angka ini setara dengan kecepatan aliran 6,5 m/s di dalam saluran.



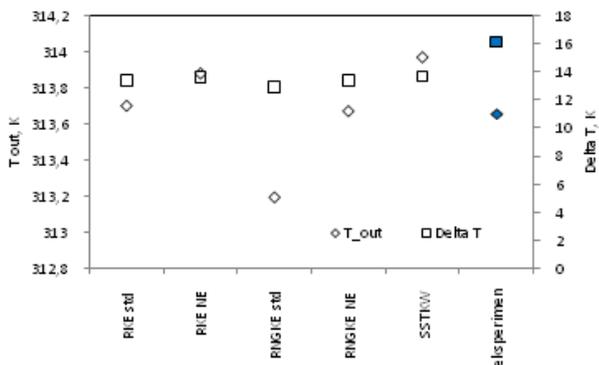
- |                       |                                |                                |
|-----------------------|--------------------------------|--------------------------------|
| 1: aliran udara masuk | 5: blower                      | 8: thermocouple                |
| 2: kaca penutup       | 6: voltage regulator           | 9: thermocouple display        |
| 3: plat absorber      | 7: lampu halogen dengan dimmer | 10: aliran udara ke luar       |
| 4: isolasi thermal    |                                | 11: pressure differential gage |



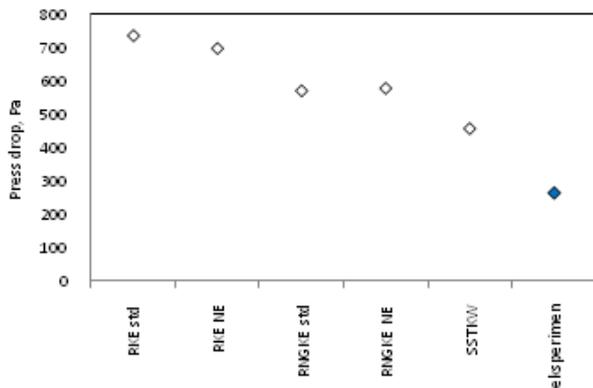
**Gambar 3.** Skema dan foto peralatan yang digunakan dalam eksperimen.

### 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Dengan konfigurasi mesh seperti pada Gambar 2 di atas, didapat perbandingan hasil simulasi numerik dengan eksperimen untuk kenaikan temperatur dan beda tekanan seperti pada Gambar 4. Laju aliran udara di keluaran ditetapkan pada 5,0 m/s (atau 6,5 m/s dalam saluran di kolektor) dan intensitas radiasi 430 W/m<sup>2</sup>. Dari Gambar 4 terlihat bahwa model turbulen SSTKW memberikan prediksi yang paling mendekati hasil eksperimen. Hal ini sesuai dengan panduan yang diberikan Fluent [29], bahwa model turbulen SSTKW sesuai untuk aliran dengan banyak separasi dan vortex.



a. Temperatur ke luar dan kenaikan temperatur

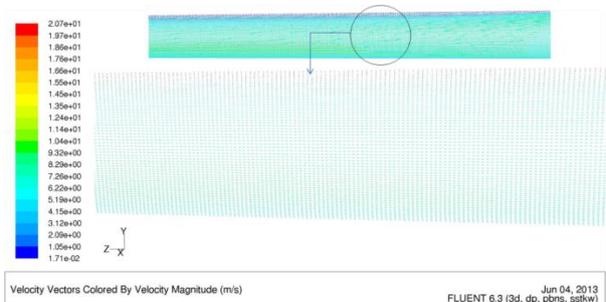


(b) Penurunan tekanan aliran udara

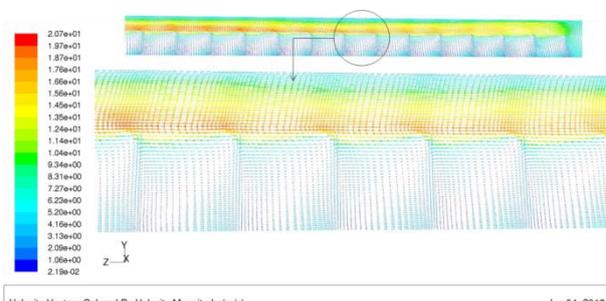
**Gambar 4.** Perbandingan antara hasil simulasi numerik dengan eksperimen

Gambar 5 menunjukkan vektor kecepatan aliran udara di *centerline* dalam saluran dengan plat penyerap bentuk *v-corrugated* yang dihasilkan dari simulasi numerik. Gambar 5a untuk aliran tanpa *obstacle* dan Gambar 5b untuk aliran dengan *obstacle*. Agar sesuai dengan eksperimen, maka kecepatan udara di inlet ditentukan 6,5 m/s untuk studi numerik ini. Untuk aliran tanpa *obstacle*, kecepatan udara semakin tinggi di tengah saluran dan mengecil di daerah dekat plat penyerap maupun plat bawah. Sedang untuk aliran dengan *obstacle*, kecepatan udara tampak lebih tinggi di daerah di atas *obstacle*. Hal ini disebabkan luas penampang saluran mengecil dengan adanya *obstacle*. Jika dibandingkan pada Gambar 5a dan 5b, terlihat bahwa kecepatan udara dekat plat penyerap sebelah atas lebih rendah jika tidak diberi *obstacle*. Ketika sebagian udara mengenai *obstacle*, udara menempel pada *obstacle* dan turun ke bawah dengan kecepatan rendah seperti

pada Gambar 6b. Kemudian udara mengenai *obstacle* yang di depannya dan menimbulkan aliran balik. *Obstacle* meningkatkan turbulensi dan mengarahkan aliran menuju plat penyerap yang panas. Hal ini membuat perpindahan kalor konveksi antara udara dengan plat penyerap meningkat, sehingga kenaikan temperatur udara saat mengalir dalam kolektor juga meningkat. Dari Gambar 6a terlihat bahwa tidak terjadi aliran balik dalam aliran tanpa *obstacle*.

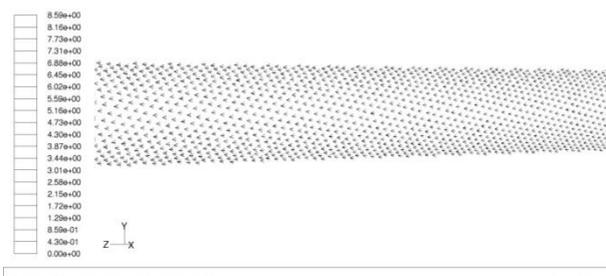


a. Vektor kecepatan udara di *centerline* saat tanpa *obstacle*

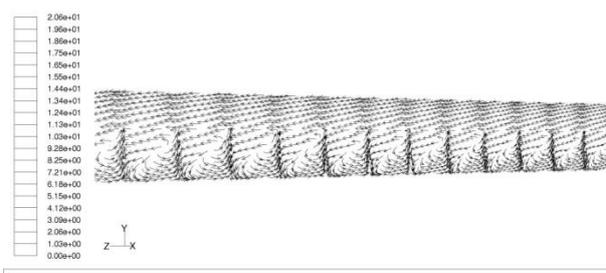


b. Vektor kecepatan udara di *centerline* dengan *obstacle*

**Gambar 5.** Vektor kecepatan udara di *centerline* dengan kecepatan udara di masukan = 6,5 m/s



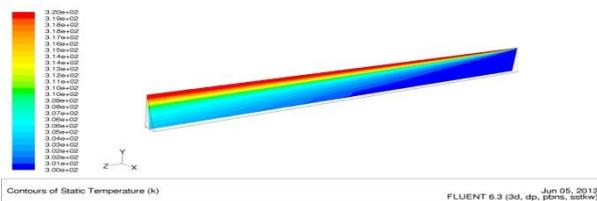
a. Pathline aliran udara di *centerline* saat tanpa *obstacle*



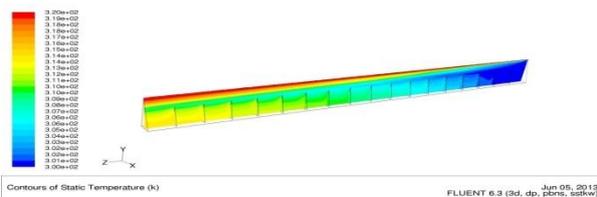
b. Pathline aliran udara di *centerline* dengan *obstacle*

**Gambar 6.** Pathline aliran udara di *centerline* dengan kecepatan udara di masukan = 6,5 m/s

Peningkatan perpindahan kalor dapat diketahui dari kenaikan temperatur udara. Dari eksperimen, udara mengalami kenaikan temperatur dari  $24,5^{\circ}\text{C}$  menjadi  $37,2^{\circ}\text{C}$  jika tanpa *obstacle* dan dari  $24,3^{\circ}\text{C}$  menjadi  $40,5^{\circ}\text{C}$  jika diberi *obstacle*. Hasil ini bersesuaian dengan simulasi numerik. Temperatur udara ketika melintasi kolektor dengan *obstacle* lebih tinggi daripada jika tanpa *obstacle* seperti pada Gambar 7a dan 7b. Temperatur udara dalam saluran tidak memiliki distribusi yang seragam, udara dekat plat penyerap yang di sebelah atas mempunyai temperatur lebih tinggi dari yang dekat plat bawah. Dengan *obstacle*, terjadinya aliran balik atau vortex membuat temperature udara di antara *obstacle* meningkat seperti pada Gambar 7b. Hal ini membuat udara ke luar kolektor dengan temperatur lebih tinggi dibandingkan aliran tanpa *obstacle*.



a. Distribusi temperatur udara di *centerline* saat tanpa *obstacle*



b. Distribusi temperatur udara di *centerline* saat tanpa *obstacle*

**Gambar 7.** Distribusi temperatur udara di *centerline* saat temperature plat penyerap  $320\text{ K}$ .

#### 4. KESIMPULAN

Dari eksperimen pada suatu kolektor pemanas udara dengan plat penyerap jenis *v-corrugated*, udara mengalami kenaikan temperatur lebih tinggi dan penurunan tekanan lebih besar saat diberi *obstacle*. Untuk udara dengan kecepatan  $6,5\text{ m/s}$  dan intensitas radiasi  $430\text{ W/m}^2$ , udara mengalami kenaikan dari  $24,5^{\circ}\text{C}$  menjadi  $37,2^{\circ}\text{C}$  jika tanpa *obstacle* dan dari  $24,3^{\circ}\text{C}$  menjadi  $40,5^{\circ}\text{C}$  jika diberi *obstacle* serta peningkatan penurunan tekanan dari  $94$  menjadi  $265\text{ Pa}$  dengan penambahan *obstacle*.

Model turbulen yang tepat untuk studi numerik ini adalah SSTKW. Dari studi numerik yang dilakukan, didapatkan bahwa aliran balik di antara *obstacle* dan celah sempit di antara *obstacle* dengan plat penyerap menyebabkan aliran lebih turbulen dan perpindahan kalor konveksi ke udara dari plat penyerap kolektor meningkat. Hasil studi numerik konsisten dengan hasil eksperimen.

#### 5. PENGHARGAAN

Penulis sangat bersyukur untuk hibah penelitian yang diterima dari Kopertis Wilayah VII Jawa Timur, Kementerian Pendidikan dan Kebudayaan dengan kontrak no. 0004/SP2H/PP/K7/KL/II/2012.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] I. P. Frank and D. P. DeWitt, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 5th ed, John Wiley & Sons., 2002.
- [2] A. El-Sebaï and H. Al-Snani, "Effect of selective coating on thermal performance of flat plate solar air heaters," Energy, vol. 35, p. 1820–1828, 2010.
- [3] H. Abdullah, H. Z. Abou-Ziyan and A. A. Ghoneim, "Thermal performance of flat plate solar collector using various arrangements of compound honeycomb," Energy Conversion and Management, vol. 44, p. 3093–3112, 2003.
- [4] A. Ghoneim, "Performance optimization of solar collector equipped with different arrangements of square-celled honeycomb," International Journal of Thermal Sciences, vol. 44, p. 95–105, 2005.
- [5] H. Suehrcke, D. Daldehog, J. A. Harris and R. W. Lowe, "Heat transfer across corrugated sheets and honeycomb transparent insulation," Solar Energy, vol. 76, p. 351–358, 2004.
- [6] S. Chamoli, R. Chauhan, N. S. Thakur and J. S. Saini, "A review of the performance of double pass solar air heater," Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 16, p. 481–492, 2012.
- [7] P. Naphon, "On the performance and entropy generation of the double-pass solar air heater with longitudinal fins," Renewable Energy, vol. 30, p. 1345–1357, 2005.
- [8] C.-D. Ho, H.-M. Yeh and T.-C. Chen, "Collector efficiency of upward-type double-pass solar air heaters with fins attached," International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 38, p. 49–56, 2011.
- [9] W. Sun, J. Ji and W. He, "Influence of channel depth on the performance of solar air heaters," Energy, vol. 35, pp. 4201–4207, 2010.
- [10] Y. Islamoglu and C. Parmaksizoglu, "The effect of channel height on the enhanced heat transfer characteristics in a corrugated heat exchanger channel," Applied Thermal Engineering 23, p. 979–987, 2003.
- [11] A. El-Sebaï, S. Aboul-Enein, M. R. I. Ramadan, S. M. Shalaby and B. M. Moharram, "Investigation of Thermal Performance of Double-pass-flat and V-corrugated Plate Solar Air Heaters," Energy, vol. 36, pp. 1076–1086, 2011a.
- [12] P. Naphon, "Effect of wavy plate geometry configurations on the temperature and flow distributions," International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 36, p. 942–946, 2009.
- [13] P. Naphon, "Heat transfer characteristics and pressure drop in channel with V corrugated upper and lower plates," Energy conversion and management 48, p. 1516 – 1524, 2007.
- [14] W. f. Gao, W. x. Lin, L. Tao Liu and C. f. Xia, "Analytical and experimental studies on the thermal performance of cross-corrugated and flat-plate solar air heaters," Applied Energy 84, p. 425 – 441, 2007.
- [15] L. Tao, X. L. Wen, F. G. Wen and X. L. Chan, "A Parametric study on the thermal performance of a solar air collector with a V-groove absorber," International Journal of Green Energy, 4, p. 601–622, 2007.
- [16] M. A. Karim and M. N. A. Hawlader, "Performance Investigation of Flat Plate, V-corrugated and Finned Air Collector," Energy 31, pp. 452–470, 2006.



- [17] A. Bashria, N. M. Adam, S. M. Sapuan, M. Daud, H. Omar, H. M. Megat and F. Abas, "Prediction Of The Thermal Performance Of Solar Air Heaters By Internet-Based Mathematical Simulation," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, p. 579 – 587, 2004.
- [18] P. Promvonge, "Heat transfer and pressure drop in a channel with multiple 60° V-baffles," Int. Com. in Heat and Mass Transfer, vol. 37, p. 835–840, 2010.
- [19] Kurtbas and E. Turgut, "Experimental Investigation of Solar Air Heater with Free and Fixed Fins: Efficiency and Exergy Loss," Int. J. of Science & Technology, vol. Volume 1, no. No 1, pp. 75-82., 2006.
- [20] S. Romdhane, "The air solar collectors: Comparative study, introduction of baffles to favor the heat transfer," Solar Energy, vol. 81, p. 139 – 149, 2007.
- [21] Abene, V. Dubois, M. Le Ray and A. Oagued, "Study of a solar air flat plate collector: use of obstacle and application for the drying of grape," J. of Food Engineering, vol. 65, p. 15 – 22, 2004.
- [22] H. Esen, "Experimental energy and exergy analysis of a double-flow solar air heater having different obstacle on absorber plates," Building and Environment, vol. 43, p. 1046–1054, 2008.
- [23] E. K. Akpınar and F. Koçyiğit, "Experimental investigation of thermal performance of solar air heater having different obstacle on absorber plates," Int. Com. in Heat and Mass Transfer, vol. 37, p. 416–421, 2010.
- [24] Bekele, M. Mishra and S. Dutta, "Effects of Delta-Shaped Obstacle on the Thermal Performance of Solar Air Heater," Hindawi Publishing Corporation: Advances in Mechanical Engineering, vol. 2011, p. 10 pages, 2011.
- [25] G. S. Ratnam and S. Vengadesan, "Performance of two equation turbulence models for prediction of flow and heat transfer over a wall mounted cube," International Journal of Heat and Mass Transfer, no. 51, pp. 2834-2846, 2008.
- [26] S. Srikanth, A. K. Dhiman and S. Bijjam, "Confined flow and heat transfer across a triangular cylinder in a channel," International Journal of Thermal Sciences, no. 49, pp. 2191-2200, 2010.
- [27] Szczepanik, A. Ooi, L. Aye and G. Rosengarten, "A numerical study of heat transfer from a cylinder in cross flow," 15th Australasian Fluid Mechanics Conference, 2004.
- [28] S. Eiamsa-ard and P. Promvonge, "Numerical study on heat transfer of turbulent channel flow over periodic grooves," International Communications in Heat and Mass Transfer, no. 35, pp. 844-852, 2008.
- [29] FLUENT, FLUENT User's Guide, 2003.

## KINCIR ANGIN SAVONIUS ENAM TINGKAT DENGAN MODIFIKASI PANJANG SUDU

Doddy Purwadianto<sup>1)</sup>, D. Johan Primananda<sup>2)</sup>, YB. Lukiyanto<sup>3)</sup>

Jurusan Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma  
Kampus III USD, Paingan, Maguwoharjo, Sleman, Yogyakarta  
Phone : (0274)883037, Fax.(0274)886529  
Email : purwadodi@gmail.com<sup>1)</sup>, [ylukiyanto101@gmail.com](mailto:ylukiyanto101@gmail.com)<sup>3)</sup>

### ABSTRAK

Kincir angin Savonius memiliki keunggulan utama yaitu torsi yang besar. Karakteristik inilah yang membuat kincir angin ini mampu untuk self starting. Keunggulan yang lain adalah dapat menerima arah angin dari berbagai arah sehingga tidak memerlukan mekanisme tambahan untuk penyesuaian arah datang angin. Sedangkan kelemahan kincir angin ini adalah memiliki cp (coefficient of power) yang rendah dibandingkan dengan kincir angin jenis yang lainnya. Penelitian ini bertujuan untuk menyelidiki unjuk kerja dua buah model kincir angin Savonius enam tingkat, tiap tingkat dua bilah sudu dengan lebar celah yang sama. Perbedaan kedua buah model ini adalah modifikasi yang dilakukan terhadap panjang bilah sudu. Tinggi total dan diameter kedua buah model kincir angin tersebut adalah sama, yaitu 75 cm dan 70 cm. Pengujian kincir angin Savonius ini dilakukan pada lorong angin yang memiliki kecepatan maksimal 8,5 m/detik. Parameter yang diukur adalah kecepatan rata-rata angin, kecepatan putar poros kincir angin dan torsi yang dihasilkan oleh poros kincir angin. Beban kincir angin adalah generator listrik. Pengaturan beban dilakukan dengan mengatur jumlah lampu yang dihubungkan dengan generator tersebut. Hasil penelitian yang diperoleh menunjukkan bahwa model kincir Savonius dengan bentuk bilah sudu setengah lingkaran memberikan cp dan daya output maksimal yang meningkat. Harga Cp maksimal meningkat dari 15,6 % pada tsr (tip speed ratio) 0,75 menjadi 17,2 % pada tsr 0,95. Tip speed ratio (tsr) dimulai pada harga 0,11 dan 0,18 untuk kincir angin Savonius dengan jari-jari sudu 210 cm dan 208 cm.

**Kata kunci:** Kincir angin Savonius, enam tingkat, diameter sudu, coefficient of power.

### 1. PENDAHULUAN

Perhatian terhadap sumber energi terbarukan semakin meningkat seiring dengan menipisnya cadangan sumber energi tidak terbarukan. Penggalan potensi berbagai macam sumber energi terbarukan telah mulai banyak dilakukan dan diprediksikan perkembangannya [1], termasuk sumber energi terbarukan yang belum banyak diaplikasikan [2]. Pemerintah Indonesia memberi perhatian pada pengembangan energi terbarukan untuk mendukung keamanan ketersediaan energi tahun 2025 [3]. Salah satu potensi sumber energi terbarukan yang banyak mendapat perhatian adalah energi angin [4, 5]. Pada [3] juga telah terdapat peta jalan (Gambar 1) pengembangan energi angin Indonesia. Salah satu penekanan pada penelitian dan pengembangan adalah *advanced airfoil*.

Penyelidikan potensi energi angin telah dilakukan di sejumlah negara berkembang : Iran [6, 6a], Afrika Selatan [7], Turki [8-10], Trinidad dan Tobago [11], Maroko [12] dan Aljazair [13]. Penyelidikan pemanfaatan potensi energi angin untuk pengolahan garam juga telah banyak dilakukan di sejumlah negara [14-18a]. Studi pemanfaatan energi angin di lepas pantai [19, 20] dan keuntungan dan kerugian ekonomis pemanfaatan energi angin [6,10,12,18, 21-23] juga telah dilakukan meskipun terjadi pro dan kontra [19,24,25].

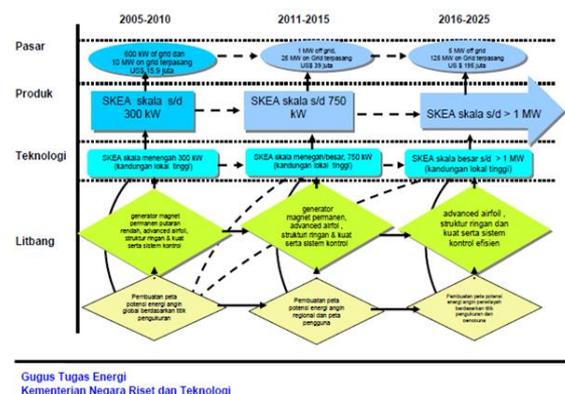
Di antara berbagai jenis kincir angin, jenis Savonius adalah salah satu yang banyak dikembangkan. Kincir angin jenis Savonius menarik dikembangkan karena konstruksinya sederhana dan tidak memerlukan mekanisme tambahan untuk menyesuaikan arah datang angin. Berdasarkan karakteristik berbagai macam kincir angin (Gambar 2), kincir angin Savonius termasuk dalam kelompok kincir angin dengan Cp yang rendah namun memiliki kelebihan lain yaitu mampu *self starting* pada kecepatan angin rendah dan memiliki torsi yang

relatif besar. Konstruksi sederhana, dapat bekerja pada kecepatan angin rendah dan dapat menerima angin dari segala arah inilah menjadikan kincir angin Savonius sangat sesuai untuk negara berkembang [26].

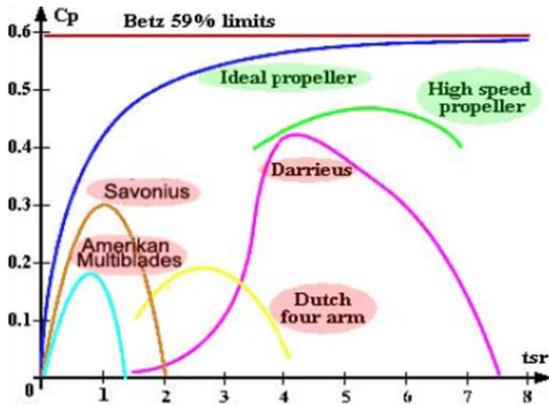
Pada penyelidikan aplikasi kincir angin Savonius sebagai penggerak pompa torak, [27] membandingkan kincir angin Savonius satu dan tingkat, dengan total luas penampang yang sama. Tiap tingkat terdiri dari dua buah sudu yang identik. Hasil yang diperoleh menunjukkan Cp maksimal pada kecepatan angin 8,5 m/s kincir angin satu tingkat adalah lebih tinggi dari tiga tingkat (35,46 % dan 29,50 %) sehingga kincir angin Savonius satu tingkat lebih sesuai untuk penggerak pompa torak.



### 7. Roadmap Sektor Energi Bayu



**Gambar 1.** Peta Jalan Energi Angin Indonesia (Sumber: [3], halaman 59)



**Gambar 2.** Hubungan  $C_p$  dan  $tsr$  berbagai jenis kincir angin [www.windturbine-analysis.com/index-intro.htm]

Pengembangan kincir angin angin poros vertikal dengan menggabungkan kincir angin Darrieus dan Savonius telah diselidiki [28]. Pada penyelidikan kincir angin Savonius ini, variasi yang dilakukan adalah jumlah sudu (2 dan 3 buah), lebar celah antar sudu (20 mm, 10 mm dan 0 mm (tanpa celah)) dan jari-jari sudu (50, 52,5, 55, 60, 66, 71 dan 78 mm). Model ini memiliki 1 tingkat dengan dimensi kincir adalah 200 mm (diameter) dan 70 mm (tinggi). Pengujian dilakukan pada lorong angin dengan luas penampang 1,51 m x 0,305 m dengan kecepatan angin antara 7,6 m/detik dan 15,2 m/detik. Hasil yang diperoleh menunjukkan kincir dengan dua sudu memiliki daya output maksimal 50 % lebih tinggi dari pada kincir dengan tiga sudu. Koefisien torsi start kincir tiga sudu sedikit lebih besar dibandingkan dengan dua sudu. Ukuran celah sudu berpengaruh signifikan pada kincir dua sudu, namun tidak signifikan pada kincir tiga sudu.

Penyelidikan kincir angin Savonius dua tingkat dengan variasi lebar celah sudu juga telah dilakukan oleh [29]. Pada penyelidikan ini, tiap tingkat terdiri dari 2 buah sudu. Variasi yang dilakukan adalah lebar celah antar sudu (40 cm, 30 cm, 20 cm, 10 cm dan 0 cm (tanpa celah)) dengan panjang bilah sudu konstan (157 cm). Dimensi kincir adalah 80 cm (diameter) dan 103 cm (tinggi). Pengujian dilakukan pada lorong angin dengan luas penampang 120 cm x 120 cm dengan kecepatan angin maksimal 9 m/detik. Hasil yang diperoleh menunjukkan kincir dengan lebar celah sudu tertentu (overlap 12,5%) akan meningkatkan  $C_p$  maksimalnya dan untuk lebar celah sudu yang lain justru akan menurunkannya.

Kincir angin dengan sudu dangkal (diameter lebih besar) memiliki torsi yang lebih besar, namun memiliki unjuk kerja puncak yang lebih rendah

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh diameter sudu pada overlap (perbandingan lebar celah antar sudu dan diameter kincir angin) yang sama (12,5 %) pada kincir angin Savonius dengan jumlah tingkat enam. Overlap 12,5 % ini adalah harga yang diperoleh dari [29]. Dimensi kincir adalah 70 cm (diameter) dan 75 cm (tinggi). Pengujian dilakukan pada lorong angin yang memiliki kecepatan angin maksimal 8,5 m/detik. Beban yang di gunakan untuk mengukur torsi adalah generator listrik.

## 2. METODOLOGI

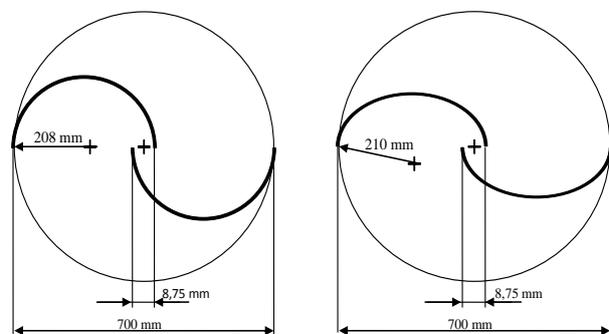
Kincir angin Savonius yang digunakan memiliki enam tingkat dengan jumlah sudu total dua belas buah. Jarak sudu

dengan sudu di atasnya adalah 30 derajat. Bahan sudu, sekat antar tingkat dan poros berturut-turut adalah plat seng, triplek dan pipa PVC berdiameter nominal 0,5 inci. Gambar 3 adalah kincir angin yang diuji.



**Gambar 3.** Model kincir angin Savonius (1. Sekat, 2. Penguat sudu, 3. Sudu, 4. Poros)

Pada penelitian ini, variasi yang dilakukan adalah panjang jari-jari sudu, yaitu 208 mm dan 210 mm seperti tampak pada Gambar 4.



**Gambar 4.** Konfigurasi sudu kincir angin

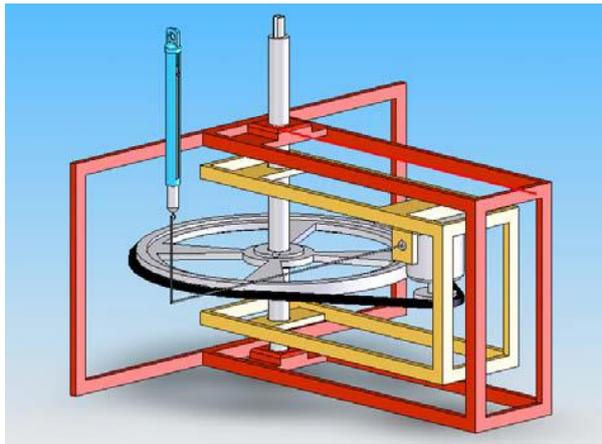
Pengujian dilakukan pada lorong angin yang dapat diatur kecepatannya antara 0 m/detik dan 8,5 m/detik. Poros kincir angin dihubungkan dengan sistem transmisi yang berada di bagian bawah lorong angin. Sistem transmisi ini dihubungkan dengan sebuah timbangan untuk mengetahui besarnya torsi yang dihasilkan oleh kincir angin pada beban tertentu (Gambar 5.). Posisi timbangan dapat diatur sehingga lengan torsi dan tali timbangan selalu tegak lurus. Pengaturan beban dilakukan dengan mengatur jumlah lampu yang terhubung dengan generator listrik yang terdapat pada sistem transmisi.

Persamaan-persamaan dasar yang digunakan adalah: Daya tersedia, Pin:

$$P_{in} = 0,6 A V_{\infty}^3 \quad (1)$$

$A$  = luas penampang kincir angin

$V_{\infty}$  = kecepatan angin



**Gambar 5.** Skema sistem transmisi dan pengukur torsi poros kincir

Daya yang dihasilkan poros kincir,  $P_{out}$ :

$$P_{out} = 2 \pi n \left( \frac{1}{60} \right) T \left( \frac{1}{1 N m} \right) \quad (2)$$

$n$  = kecepatan putar poros kincir angin

Torsi yang dihasilkan poros kincir angin:

$$T = F L \quad (3)$$

$F$  = gaya pada lengan

Koefisien daya,  $C_p$  (coefficient of power):

$$C_p = \frac{P_{out}}{P_{in}} \quad (4)$$

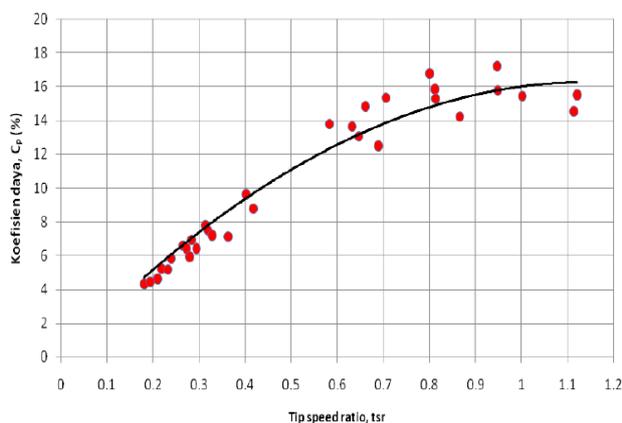
Tip speed ratio,  $tsr$ :

$$tsr = \frac{V_{Tip}}{V_{\infty}} \quad (5)$$

$V_{Tip}$  = kecepatan tangensial ujung sudu

### 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Berdasarkan pengumpulan dan pengolahan data yang dilakukan, diperoleh grafik hubungan antara  $c_p$  dan  $tsr$  (Gambar 6 dan Gambar 7) untuk kedua jenis kincir angin yang diuji.

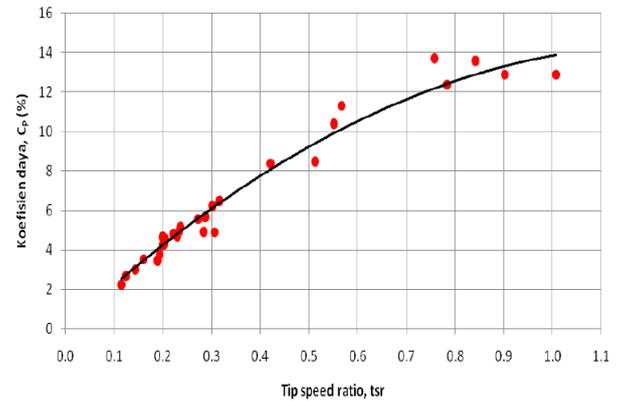


**Gambar 6.** Grafik hubungan  $C_p$  dan  $tsr$  diameter sudu 208 mm

Dari Gambar 6 dan Gambar 7 diperoleh  $C_p$  tertinggi adalah 17,2 dan 15,6 yang dicapai pada  $tsr$  0,95 dan 0,75. Dibandingkan dengan [29], Gambar 6 dan Gambar 7 menunjukkan bahwa kincir angin Savonius 6 tingkat dengan jumlah sudu tiap tingkat 2, akan menghasilkan  $C_p$  yang lebih rendah. Hasil ini menguatkan kesimpulan yang diperoleh [27]

dan [28] bahwa semakin banyak tingkat, maka akan menurunkan  $C_p$ -nya.

Pada Gambar 6 terlihat  $tsr$  dimulai sekitar 0,2 sedangkan pada Gambar 7  $tsr$  dimulai sekitar 0,1. Hal ini menunjukkan bahwa kincir angin Savonius dengan sudu dangkal (diameter lebih besar) memiliki torsi yang lebih besar, namun memiliki unjuk kerja puncak yang lebih rendah. Hasil ini sesuai dan menguatkan hasil penelitian [28].



**Gambar 7.** Grafik hubungan  $C_p$  dan  $tsr$  diameter sudu 210 mm

### 4. KESIMPULAN

Penelitian kincir angin jenis Savonius enam tingkat dengan jumlah sudu tiap tingkat dan overlap 12,5 % telah dilakukan. Variasi yang dilakukan adalah konfigurasi sudu dengan jari-jari 208 mm dan 210 mm. Hasil penelitian yang diperoleh menunjukkan bahwa model kincir Savonius dengan bentuk bilah sudu setengah lingkaran memberikan  $c_p$  dan daya output maksimal yang meningkat. Harga  $c_p$  maksimal meningkat dari 15,6 % pada  $tsr$  (*tip speed ratio*) 0,75 menjadi 17,2 % pada  $tsr$  0,95. *Tip speed ratio* ( $tsr$ ) dimulai pada harga 0,11 dan 0,18 untuk kincir angin Savonius dengan jari-jari sudu 210 cm dan 208 cm.

### DAFTAR PUSTAKA

- [1] A. Demirbas, 'Global Renewable Energy Projections', *Journal Energy Sources, Part B*, 4:212-224, 2009.
- [2] Niel Pearce, 'Worldwide Tidal Current Energy Developments and Oportunities for Canada's PasificCoast', *International Journal of Green Energy*, 2:365-386, 2005.
- [3] \_\_\_\_\_, '*Buku Putih Penelitian, Pengembangan Dan Penerapan Ilmu Pengetahuan Dan Teknologi Energi Baru Dan Terbarukan Untuk Mendukung Keamanan Ketersediaan Energi Tahun 2005 - 2025*', **KNRT** (Kementrian Negara Riset dan Teknologi) Republik Indonesia; Jakarta, 2006.
- [4] Jeff Anthony, 'Wind Power Engineering Challenges 2007-2015', *Cogeneration & Distributed Generation Journal*, 23:3, 20-33.
- [5] K. Kaygusuz: *Wind Power for a Clean and Sustainable Energy Future*, *Journal Energy Sources, Part B: Economics, Planning, and Policy*, 4:1, 122-133, 2009.
- [6] I. Baniasad Askari & M. Ameri (2012): *Techno-economic Feasibility Analysis of Stand-alone Renewable Energy Systems (PV/bat, Wind/bat and*



- Hybrid PV/wind/bat) in Kerman, Iran, *Journal Energy Sources, Part B: Economics, Planning, and Policy*, 7:1, 45-60.
- [6a] E. Assareh, M. A. Behrang, M. Ghalambaz, A. R. Noghrehabadi & A. Ghanbarzadeh (2012): An Analysis of Wind Speed Prediction Using Artificial Neural Networks: A Case Study in Manjil, Iran, *Journal Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 34:7, 636-644.
- [7] T. R. Ayodele, A. A. Jimoh, J. L. Munda & J. T. Agee (2013): Viability and economic analysis of wind energy resource for power generation in Johannesburg, South Africa, *International Journal of Sustainable Energy*, DOI:10.1080/14786451.2012.762777.
- [8] I. Turk Togrul & C. Ertekin (2011): A Statistical Investigation on the Wind Energy Potential of Turkey's Geographical Regions, *Journal Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 33:15, 1399-1421.
- [9] C. İlkiliç & M. Nursoy (2010): The Potential of Wind Energy as an Alternative Source in Turkey, *Journal Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 32:5, 450-459.
- [10] A. Vardar & B. Çetkin (2009): Economic Assessment of the Possibility of Using Different Types of Wind Turbine in Turkey, *Journal Energy Sources, Part B: Economics, Planning, and Policy*, 4:2, 190-198.
- [11] Sharma C. & Persad D. (2004): Development of a Wind Resource Assessment Tool For Trinidad and Tobago, *Journal Energy Engineering*, 101:3, 50-77.
- [12] D. Zejli, K. E. Aroui, A. Lazrak, K. E. Boury & A. Elmidaoui (2010): Economic feasibility of a 11-MW wind powered reverse osmosis desalination system in Morocco, *Journal Desalination and Water Treatment*, 18:1-3, 164-174.
- [13] S. M. Boudia A. Benmansour, N. Ghellai, M. Benmedjahed & M. A. Tabet Hellal (2012): Monthly and Seasonal Assessment of Wind Energy Potential in Mechria Region, Occidental Highlands of Algeria, *International Journal of Green Energy*, 9:3, 243-255
- [14] Eyad S. Hrayshat (2007): A Wind-Powered System for Water Desalination, *International Journal of Green Energy*, 4:5, 471-481.
- [15] M.A. Darwish (2011): Prospect of using alternative energy for power and desalted water productions in Kuwait, *Journal Desalination and Water Treatment*, 36:1-3, 219-238.
- [16] Lilach Katzir, Y. Volkmann, N. Daltrophe, E. Korngold, R. Mesalem, Y. Oren & Jack Gilron (2010): WAIV - Wind aided intensified evaporation for brine volume reduction and generating mineral byproducts, *Journal Desalination and Water Treatment*, 13:1-3, 63-73.
- [17] George Xenarios, Panagiotis Papadopoulos & Eftihia Tzen (2013): Wind desalination for the Island of Mykonos in Greece: a case study, *Journal Desalination and Water Treatment*, 51:4-6, 1219-1228.
- [18] Joachim Käufler, Robert Pohl & Hadi Sader (2011): Seawater desalination (RO) as a wind powered industrial process — Technical and economical specifics, *Journal Desalination and Water Treatment*, 31:1-3, 359-365.
- [18a] Andrés Payo, Jose M. Cortés, Ana Antoranz & Rafael Molina (2010): Effect of wind and waves on a nearshore brine discharge dilution in the east coast of Spain, *Journal Desalination and Water Treatment*, 18:1-3, 71-79.
- [19] Willett Kempton, Jeremy Firestone, Jonathan Lilley, Tracy Rouleau & Phillip Whitaker (2005): The Offshore Wind Power Debate: Views from Cape Cod, *Journal Coastal Management*, 33:2, 119-149.
- [20] C. M. Wang, T. Utsunomiya, S. C. Wee & Y. S. Choo (2010): Research on floating wind turbines: a literature survey, *The IES Journal Part A: Civil & Structural Engineering*, 3:4, 267-277.
- [21] M. Balat (2009): A Review of Modern Wind Turbine Technology, *Journal Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 31:17, 1561-1572.
- [22] A. Gungor & N. Eskin (2008): The Characteristics That Define Wind as an Energy Source, *Journal Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 30:9, 842-855.
- [23] Rahim Kurji & Maziar Arjomandi (2012): Techno-economic assessment of the application of small-scale wind turbines, *International Journal of Sustainable Energy*, DOI:10.1080/14786451.2012.748765.
- [24] J. A. Orosa, E. J. García-Bustelo & A. C. Oliveira (2012): Realistic Solutions for Wind Power Production with Climate Change, *Journal Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 34:10, 912-918.
- [25] Charles R. Warren & Richard V. Birnie (2009): Re-powering Scotland: Wind Farms and the 'Energy or Environment?' Debate, *Scottish Geographical Journal*, 125:2, 97-126
- [26] R. Gupta, R. Das K.K. Sharma, 'Experimental Study of A Savonius-Darrieus Wind Machine', *Proceedings of the International Conference on Renewable Energy for Developing Countries*, 2006
- [27] P. Ghosh, M. A. Kamoji, S. B. Kedare & S. V. Prabhu (2009): Model Testing of Single- and Three-Stage Modified Savonius Rotors and Viability Study of Modified Savonius Pump Rotor Systems, *International Journal of Green Energy*, 6:1, 22-41
- [28] Shankar, P.N., "Development of Vertical Axis Wind Turbine", *Proceeding Indian Acad. Science*, Vol. C2, Pt. 1, India, 1979.
- [29] YB.Lukiyanto, Y. Teguh Triharyanto, Kincir Angin Savonius Dua Tingkat dengan Variasi Celah Antar Sudu., *Proceeding Seminar Ilmu Pengetahuan Teknik 2012 "Teknologi Untuk Mendukung Pembangunan Nasional"*, Bandung, November 2012, halaman 21-25



## UJI KOMPARASI BIODISEL BERBASIS LIMBAH MINYAK GORENG DENGAN BIOSOLAR DAN SOLAR BERSUBSIDI PADA MOTOR DIESEL INJEKSI LANGSUNG

Philip Kristanto<sup>1)</sup>, Robert Adiatma<sup>2)</sup>

Jurusan Teknik Mesin Universitas Kristen Petra<sup>1,2)</sup>  
Jalan. Siwalankerto 121-131, Surabaya 60236. Indonesia<sup>1,2)</sup>  
Phone: 0062-31-8439040, Fax: 0062-31-8417658<sup>1,2)</sup>  
E-mail : [philip@peter.petra.ac.id](mailto:philip@peter.petra.ac.id)<sup>1)</sup>

### ABSTRAK

*Biodiesel sebagai ester monoalkil merupakan bahan bakar alternatif yang sangat potensial digunakan sebagai pengganti solar karena kemiripan karakteristiknya. Biodiesel berbasis minyak sawit (palm oil) secara ekonomis kurang menguntungkan karena harus bersaing dengan minyak goreng komersial yang pada gilirannya mengganggu ketahanan pangan. Sementara itu, Limbah minyak goreng (Waste Cooking Oil, WCO) dari industri pangan maupun rumah tangga banyak dijumpai disekitar kita. Limbah minyak goreng yang tidak bernilai ekonomis ini, jika dibuang ke lingkungan berpotensi mencemari lingkungan. Untuk meningkatkan nilai ekonomis serta mengeliminir pencemaran lingkungan akibat limbah minyak goreng, maka melalui metode re-use, produk berupa limbah ini dikembangkan menjadi suatu bentuk energi terbarukan yang disebut dengan biodiesel WCO melalui proses transesterifikasi. Dalam studi ini, kinerja dari biodiesel yang berbasis limbah minyak goreng dengan konsentrasi yang berbeda (5%, 10% dan 15%) dibandingkan dengan bahan bakar solar dan biosolar (produk Pertamina) pada mesin diesel injeksi langsung. Pengujian dilakukan dengan menggunakan motor diesel Isuzu tipe 4JA1 injeksi langsung pada Water Brake Dinamometer dengan parameter uji: torsi, daya kuda rem (brake horsepower), konsumsi bahan bakar spesifik rem, tekanan efektif purata rem dan efisiensi termal rem. Hasil pengujian menunjukkan bahwa secara keseluruhan kinerja dari Biodiesel WCO lebih rendah dibanding solar murni. Namun, hasil blending Biodiesel WCO dengan solar murni pada konsentrasi 5% menghasilkan kinerja yang lebih baik dibanding Biosolar produk Pertamina.*

**Kata kunci:** merakit biodiesel WCO, limbah minyak goreng, uji komparasi, motor diesel, injeksi langsung.

### 1. PENDAHULUAN

Pada saat ini, dunia sedang dihadapkan pada permasalahan serius yang berkaitan dengan semakin menipisnya cadangan minyak mentah (bahan bakar fosil) di perut bumi dan permasalahan lingkungan. Penggunaan bahan bakar fosil dalam transportasi adalah kontributor utama polusi udara perkotaan dan pemanasan global. Pertambahan jumlah penduduk seiring dan sejalan dengan meningkatnya mobilitas manusia dan barang. Kondisi ini berdampak pada meningkatnya kebutuhan akan kendaraan bermotor dan bahan bakar dalam jumlah yang besar, terutama di negara sedang berkembang. Menipisnya cadangan minyak mentah di perut bumi akan menyebabkan dampak yang besar pada sektor transportasi. Dengan cadangan minyak mentah yang diperkirakan hanya mampu bertahan selama beberapa dekade, dibutuhkan suatu inovasi tertentu untuk mendapatkan bahan bakar substitusi sebagai pengganti bahan bakar fosil.

Dari berbagai bahan bakar alternatif yang dipertimbangkan, biodiesel, yang berasal dari minyak nabati, adalah bahan bakar alternatif yang paling menjanjikan untuk diesel karena beberapa alasan sebagai berikut berikut.

1. Biodiesel dapat digunakan dalam mesin yang ada tanpa modifikasi apapun [9].
2. Biodiesel dibuat seluruhnya dari sumber nabati, tidak mengandung sulfur, hidrokarbon aromatik, logam atau residu minyak mentah.
3. Biodiesel merupakan bahan bakar *oxygenates*, sehingga emisi karbon monoksida dan jelaga cenderung direduksi.
4. Penggunaan biodiesel tidak memberikan kontribusi

terhadap pemanasan global (tidak seperti bahan bakar fosil). Karbon dioksida (CO<sub>2</sub>) yang diemisikan diserap kembali oleh tanaman yang ditanam untuk menghasilkan minyak nabati, sehingga keseimbangan CO<sub>2</sub> dapat dipertahankan [1].

5. Penggunaan biodiesel dapat memperpanjang umur mesin diesel karena lebih mampu melumasi daripada solar [4].
6. Biodiesel diproduksi dari minyak nabati terbarukan dan karenanya meningkatkan keamanan dan kemandirian ekonomi dalam sektor bahan bakar atau energi [8].

Penggunaan minyak nabati pada mesin diesel hampir setua mesin diesel itu sendiri. Pada tahun 1900 dalam World Exhibition di Paris, penemu mesin diesel, *Rudolf Diesel* memperagakan motor berbahan bakar minyak kacang (*peanut oil*) [9]. Sejak terjadinya krisis energi tahun 1970-an dan awal 1980-an serta adanya kekhawatiran tentang menipisnya sumber daya energi yang tak-terbarukan, banyak minyak nabati yang berbeda telah diuji sebagai biodiesel. Salah satu diantaranya berasal dari limbah minyak goreng (*Waste Cooking Oil, WCO*) dari industri pangan maupun rumah tangga.

Kelemahan utama minyak nabati sebagai bahan baku untuk biodiesel adalah viskositasnya tinggi sedangkan volatilitasnya rendah, sehingga dihasilkan pembakaran yang tidak optimal pada mesin diesel. Melalui proses transesterifikasi (proses menghilangkan gliserida dan menggabungkan ester minyak nabati dengan alkohol) viskositas dapat diturunkan ke nilai yang sebanding dengan bahan bakar diesel, sedangkan nilai kalor dapat dipertahankan. Peningkatan persentase biodiesel dalam campuran bahan bakar mengurangi



torsi dan daya mesin [7]. Penggunaan 100% methyl ester (B-100) sama sekali tidak direkomendasikan karena selain non-ekonomis juga beresiko menyumbat saluran bahan bakar karena viskositasnya yang tinggi. Disamping itu biodisel memiliki kandungan energi (nilai kalor) yang lebih rendah dari bahan bakar disel, sehingga menurunkan kinerja mesin dan meningkatkan konsumsi bahan bakar [2].

Rendahnya nilai kalor dan volatilitas serta tingginya viskositas dan biaya produksi merupakan atribut negatif biodisel sebagai bahan bakar substitusi [3]. Kandungan energi spesifik biodisel lebih rendah jika dibandingkan dengan bahan bakar disel (solar). Nilai kalor biodiesel 9% lebih rendah dibanding solar, konsekwensinya konsumsi bahan bakar spesifik rem (*brake specific fuel consumption, bsfc*) meningkat dengan meningkatnya rasio biodisel dalam campuran [6].

Alasan ekonomi dan ketahanan pangan dalam suatu negara menjadi salah satu kendala utama dalam penggunaan biodiesel yang berbasis pada minyak nabati yang dapat dikonsumsi manusia (minyak sawit, minyak jagung, dll.) [5]. Bahan bakar diesel yang berasal dari minyak nabati yang dapat dikonsumsi manusia lebih mahal daripada bahan bakar disel yang berbasis pada minyak bumi. Berdasarkan alasan ini, maka penelitian ini difokuskan pada pemanfaatan limbah minyak goreng (yang sudah tidak memiliki nilai ekonomis dan berpotensi mencemari lingkungan jika dibuang) menjadi biodisel sebagai substitusi bahan bakar disel. Dua manfaat yang dapat diperoleh dari pemanfaatan limbah minyak goreng sebagai biodisel:

1. Harga bahan baku limbah minyak goreng untuk biodisel jauh lebih murah, bahkan mungkin gratis.
2. Menjaga ketahanan pangan suatu negara.
3. Menjaga kelestarian lingkungan karena limbah minyak goreng tersebut bukan merupakan produk buangan melainkan produk yang dapat dimanfaatkan ulang untuk biodisel melalui proses transesterifikasi.

## 2. METODOLOGI

### A. Proses Pembuatan Biodisel

#### Bahan

1. Minyak jelantah
2.  $N_2OH$
3. Methanol
4. Asam fosfat ( $H_3PO_4$ )
5. Asam sulfat ( $H_2SO_4$ )
6. Aquades

1. **Proses Degumming:** Proses menghilangkan getah melalui penyaringan. Minyak jelantah dicampur dengan asam fosfat kemudian dipanaskan pada suhu  $\pm 60^\circ C$  sambil diaduk selama  $\pm 30$  menit. Kemudian didinginkan  $\pm 120$  menit dan dilakukan penyaringan.
2. **Proses esterifikasi.** Merupakan proses penyeimbangan asam yang terdapat pada kandungan minyak jelantah, serta menurunkan kadar asam lemak bebas. Menambahkan sulfat ( $H_2SO_4$ ) dan metanol pada larutan hasil dari proses *degumming*. Kemudian dilakukan dipanaskan pada suhu  $60^\circ C$  dan diaduk selama  $\pm 30$  menit. Selanjutnya dilakukan proses pendinginan selama  $\pm 120$  menit sampai terbentuk

2 lapisan pada larutan. Yang bermanfaat dari proses ini adalah lapisan bawah.

3. **Proses Trans-esterifikasi.** Proses pemurnian agar tidak terdapat kandungan lemak, serta pemisahan kadar garam pada minyak jelantah yang akhirnya menjadi satu dengan gliserin. Dalam proses ini dilakukan penambahan *metoksi* (campuran  $NaOH + metanol$  yang diaduk sampai  $NaOH$  larut) pada hasil proses esterifikasi. Proses penambahan metoksi ini dimulai pada suhu  $50^\circ C$  dan diaduk selama 30 menit hingga suhu  $60^\circ C$ . Proses pendinginan dibiarkan selama  $\pm 120$  menit sampai terbentuk dua lapisan, lapisan atas bewarna jernih (*biofuel*) dan lapisan bawah yang keruh berupa endapan (gliserin).
4. **Proses Pencucian.** Merupakan proses pemisahan *biofuel* dengan kandungan gliserin, alkohol,  $NaOH$  yang tidak bereaksi dan masih tertinggal pada *biofuel*. Lapisan yang jernih (*biofuel*) dimasukkan kedalam botol dan ditambahkan aquades kemudian dikocok. Selanjutnya didiamkan selama  $\pm 120$  menit hingga terbentuk dua lapisan, Lapisan biodisel terdapat di bagian atas. Proses ini dapat dilakukan 3 kali atau bisa lebih, tergantung dari kejernihan air hasil dari pencucian.
5. **Proses Pengeringan.** Proses ini adalah proses membantu penghilangan kandungan air pada biodiesel. Mengambil lapisan atas yaitu biodiesel sebagai produk kemudian dipanaskan dengan temperatur  $<130^\circ C$ .

Selanjutnya biodisel berbasis minyak nabati (biodisel WCO) yang terbentuk diblending dengan bahan bakar solar murni dengan konsentrasi sebagai berikut:

- 5% Biodisel + 95% Solar murni (B-5)
- 10% Biodisel + 90% Solar murni (B-10)
- 15% Biodisel + 85% Solar murni (B-15)

### B. Parameter Uji

**Daya kuda Rem (Brake Horsepower, Bhp).** Daya yang diberikan ke poros penggerak karena pengereman, yang dinyatakan dengan:

$$N = \frac{N_d P}{7460} Bhp \quad (1)$$

dimana:

$N$  = daya kuda rem (Bhp)

$P$  = gaya aksi dinamoter (Newton)

$N_d$  = putaran motor (Rpm)

**Torsi Rem.** Torsi pada poros keluaran motor dihitung melalui persamaan:

$$\tau = P R (N - m) \quad (2)$$

dimana:

$R$  = panjang lengan dinamometer (= 0,9549 m)

**Tekanan Efektif Purata Rem (Brake Mean Effective Pressure, bmep).** Menyatakan kerja per siklus per volume langkah torak.

$$Bmep = \frac{75 N z}{A L \left( \frac{N_d}{60} \right) i} \frac{N}{m^2} = \frac{4500 N z}{A L N_d i} \frac{N}{m^2} \quad (3)$$

dimana:

$A$  = luas penampang torak ( $m^2$ )

$z$  = jumlah putaran engkol dalam satu siklus kerja (= 2 untuk motor 4 langkah).

$L$  = panjang langkah torak (m)

$i$  = jumlah silinder

**Konsumsi bahan bakar spesifik rem** (*Brake specific fuel Consumption, bsfc*). Menyatakan bahan bakar yang dikonsumsi per satuan keluaran daya persatuan waktu.

$$Bsfc = \frac{3600 m}{N t} \left( \frac{kg}{bhp jam} \right) \quad (4)$$

dimana:

$m$  = massa bahan bakar yang dikonsumsi (kg)

$t$  = waktu yang dibutuhkan untuk mengkonsumsi bahan bakar sebanyak  $m$  kg (sekon)

**Efisiensi termal rem** (*Brake thermal efficiency, BTE*). Menyatakan efisiensi pemanfaatan kalor dari bahan bakar untuk diubah menjadi energi mekanis.

$$BTE = \frac{641,567}{Bsfc \times LHV} \times 100\% \quad (5)$$

dimana LHV dihitung berdasarkan persamaan:

$$LHV = (1660 + 40 \times \text{API}) 0,55559 \text{ kkal/kg} \quad (6)$$

$$\text{API} = \frac{141,5}{SG_{bb}(60^\circ F)} - 131,5 \quad (7)$$

Dimana  $SG_{bb}$  = specific gravity atau kerapatan bahan bakar ( $\rho$ ). Untuk solar:  $\rho = 0,815 \text{ gr/cm}^3$ .

### C. Uji Performansi

#### Alat dan Bahan

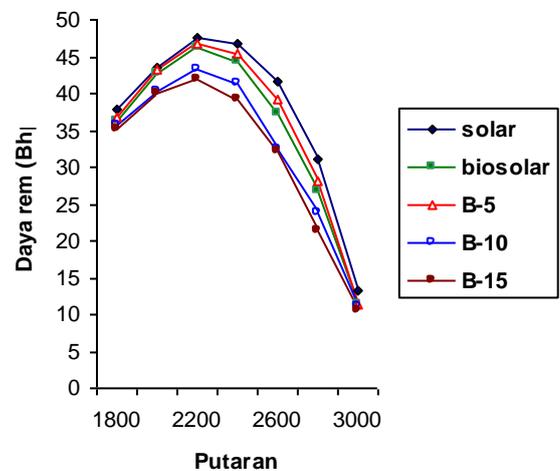
- Motor Diesel: ISUZU / 4JA1, 4 silinder OHV Diesel
- ZOLLNER Water Brake Dynamometer
- Bahan Bakar:
  - Solar murni
  - Biosolar
  - 5% Biodisel WCO + 95% Solar murni (B-5)
  - 10% Biodisel WCO + 90% Solar murni (B-10)
  - 15% Biodisel WCO + 85% Solar murni (B-15)
- Stopwatch
- Gelas Ukur

#### Pengujian

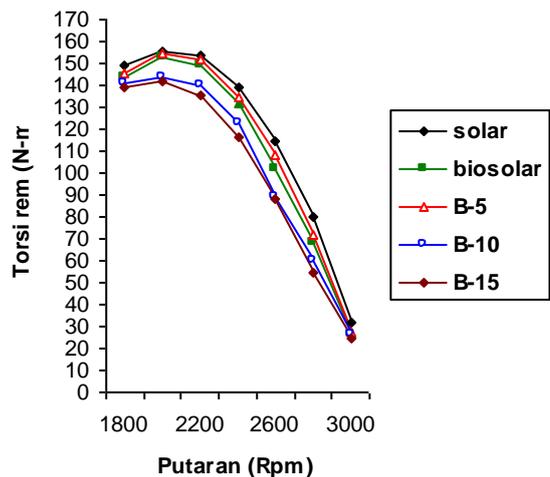
Pengujian dilakukan dengan putaran berubah. Diawali pada putaran 3000 Rpm dengan bahan bakar solar murni, kemudian dilakukan pembebanan secara bertahap dengan interval 200 RPM sampai pada putaran 1800 Rpm. Selama proses pembebanan dilakukan pengambilan data: putaran motor, beban, aliran balik (*return flow*) bahan bakar dan waktu untuk mengkonsumsi bahan bakar sebanyak 50 ml pada gelas ukur bahan bakar. Proses pengujian diulang untuk jenis bahan bakar yang lain dengan terlebih dahulu melakukan pengurusan sisa bahan bakar yang terdapat pada gelas ukur bahan bakar, saluran bahan bakar dan filter bahan bakar. Hal ini perlu dilakukan agar bahan bakar yang baru tidak tercampur dengan bahan bakar dari proses sebelumnya. Proses pengambilan data untuk masing-masing bahan bakar dilakukan sebanyak tiga kali dengan waktu jeda untuk proses pendinginan mesin  $\pm 1$  jam.

## 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Dalam Gambar 1 dan Gambar 2 ditunjukkan bahwa dalam semua tingkat kecepatan, daya kuda rem (*brake horse power, bhp*) dan torsi rem biodisel WCO dengan beragam konsentrasi lebih rendah dibanding solar murni. Hal ini disebabkan oleh nilai kalor biodisel lebih rendah dan viskositasnya lebih tinggi dibanding solar murni. Namun, jika dibandingkan dengan Biosolar produk Pertamina, maka Biodisel WCO dengan konsentrasi 5% menunjukkan kinerja yang lebih baik, dimana dihasilkan daya maksimum (pada putaran 2400 rpm) 2,4% lebih tinggi dibanding biosolar atau rata-rata pada semua tingkat kecepatan sebesar 2,34%. Sedangkan torsi maksimum (pada putaran 2200 rpm) 1,47% lebih tinggi dibanding biosolar atau rata-rata pada semua tingkat kecepatan sebesar 2,76%. Peningkatan prosentase konsentrasi biodisel WCO dalam campuran bahan bakar mengurangi daya mesin. Hal ini sesuai dengan pernyataan [7].



Gambar 1. Daya kuda rem fungsi putaran.

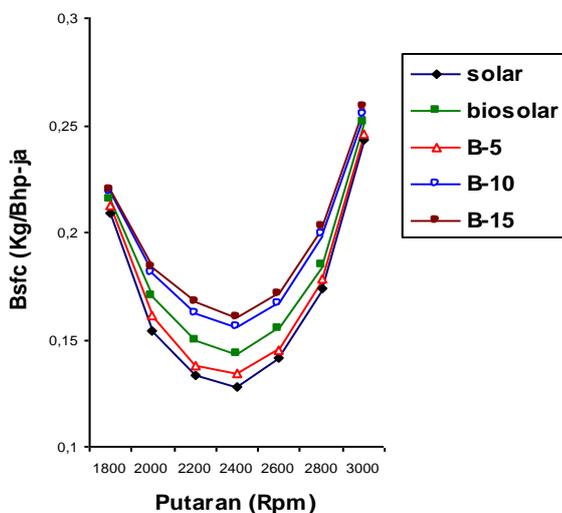


Gambar 2. Torsi fungsi putaran.

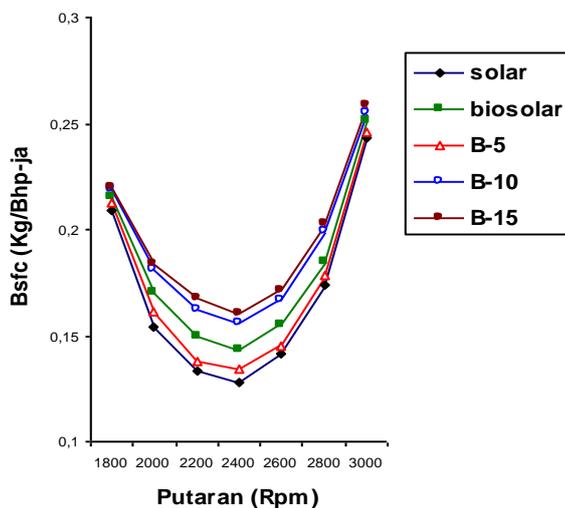
Kurva konsumsi bahan bakar spesifik rem dalam Gambar 3 juga menunjukkan kecenderungan yang serupa, dimana pada seluruh tingkat kecepatan, konsumsi bahan bakar spesifik rem biodisel WCO pada berbagai konsentrasi lebih tinggi dibanding bahan bakar solar murni. Hal ini disebabkan karena nilai kalor biodisel lebih rendah dibanding bahan bakar solar murni, sehingga meningkatkan konsumsi bahan bakar spesifik rem (*bsfc*). Disamping itu karena viskositasnya yang tinggi

dengan volatilitas yang rendah akan berdampak pada proses atomisasi dan pola semprotan bahan bakar, sehingga pembakaran menjadi tidak sempurna dan terjadi peningkatan konsumsi bahan bakar spesifik rem. Namun, jika dibandingkan dengan Biosolar produk Pertamina, maka Biodisel WCO dengan konsentrasi 5% menghasilkan konsumsi bahan bakar spesifik yang lebih rendah, yaitu rata-rata sebesar 4,97% pada semua tingkat kecepatan.

Dalam Gambar 4 ditunjukkan bahwa efisiensi termal rem biodisel WCO pada semua tingkat kecepatan lebih rendah dibanding solar murni. Hal ini disebabkan karena nilai kalor dan volatilitas biodisel lebih rendah dibanding solar murni. Namun, jika dibandingkan dengan Biosolar produk Pertamina, maka Biodisel WCO dengan konsentrasi 5% menghasilkan efisiensi termal rem yang lebih tinggi, yaitu rata-rata sebesar 4,87% pada semua tingkat kecepatan.



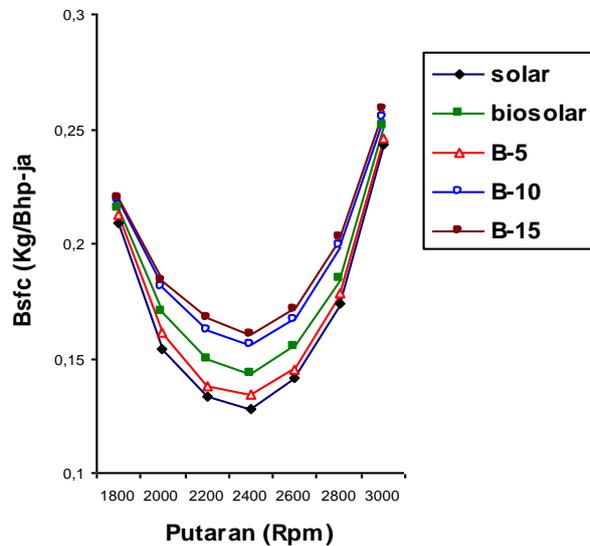
Gambar 3. Konsumsi bahan bakar spesifik rem fungsi putaran.



Gambar 4. Efisiensi termal rem fungsi putaran.

Karena tekanan efektif purata rem menyatakan kerja per siklus per volume langkah torak, sedangkan kerja per siklus berhubungan dengan kemampuan motor untuk memanfaatkan kalor dari bahan bakar guna menghasilkan kerja mekanis, maka bahan bakar dengan nilai kalor yang lebih rendah akan menghasilkan tekanan efektif purata rem yang lebih rendah pula. Dalam Gambar 5 ditunjukkan bahwa tekanan efektif

purata rem biodisel WCO dengan berbagai konsentrasi dan semua tingkat kecepatan lebih rendah dibanding solar murni. Tekanan efektif purata rem biodisel WCO dengan konsentrasi 5% (B-5) lebih tinggi dibanding biosolar, yaitu rata-rata sebesar 2,68%.



Gambar 5. Tekanan efektif purata rem fungsi putaran.

#### 4. KESIMPULAN

1. Biodisel berbasis limbah minyak goreng (biodisel WCO) memiliki karakteristik yang mirip dengan solar yang berbasis bahan bakar fosil, sehingga berpotensi sebagai bahan bakar alternatif dan mengeliminir pencemaran lingkungan yang disebabkan limbah minyak goreng.
2. Biodisel WCO dengan konsentrasi 5% (B-5) memiliki kinerja yang lebih baik dibanding biosolar produk Pertamina, dimana daya kuda rem rata-rata 2,34%, torsi rem rata-rata 2,76%, efisiensi termal rem rata-rata 4,87% dan tekanan efektif purata rem 2,68% lebih tinggi dibanding biosolar dan konsumsi bahan bakar spesifik rata-rata 4,97% lebih rendah.
3. Semakin tinggi konsentrasi biodisel dalam campuran, semakin rendah kinerjanya.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] Bari S, Yu C.W., and Lim T.H., 2002, "Performance deterioration and durability issues while running a diesel engine with crude palm oil," *Proc. Instn. Mech. Engrs Part-D J. Automobile Engineering*, vol. 216, halaman 785 – 792.
- [2] Howell S et al., Biodisel use in Underground Metal and Non-metal Mines, <http://www.dieselnet.com/pappers/9750/howell.html>
- [3] Jiafeng, S., Jerald, A. C. and Timothy, J. J. 2010. Oxides of nitrogen emissions from biodiesel-fuelled diesel engines. *Progress in Energy and Combustion Science* 36, hal: 677-695.
- [4] Knothe G., and Steidley K.R., "Lubricity of Component of Biodiesel and Petrodiesel: The origin of biodiesel lubricity," *Energy & Fuels*, Vol. 19. hal: 1192-1200, 2005.



- [5] Kristanto P, Winaya R, "Penggunaan Minyak Nabati Sebagai Bahan Bakar Alternatif Pada Motor Diesel Sistem Injeksi Langsung," *Journal Teknik Mesin*, Vol. 4 No. 2, hal: 99 – 103, 2002.
- [6] Lapuerta M et.al., Effect of Biodiesel Fuel on Diesel Engine Emissions, *Progress in Energy and Combustion Science*, 2008, 34 (2): 198-223.
- [7] Mohebbi A., Use of waste cooking oil biodiesel in a tractor DI diesel engine, *Journal of Food, Agriculture & Environment*, Vol.10 (2), April 2012 hal: 1290-1297.
- [8] Ramadhas A S., Jayaraj S., and Muraleedharan C. 2004, "Use of Vegetable Oils as IC Engine Fuel – A review," *Renewable Energy*, vol. 29, hal: 727 – 742.
- [9] Schumacher L G et al., 1993, *Fueling a Diesel Engine With Methyl Ester in a Direct Injection Diesel Engine*, SAE paper 93094.





## PENGARUH GEOMETRI PAHAT TERHADAP LAJU KEAUSAN PAHAT HSS UNTUK MATERIAL BAJA ST.40 PADA PROSES TURNING

Priyagung Hartono<sup>1)</sup>, Pratikto<sup>2)</sup>, Agus Suprpto<sup>3)</sup>, Yudy Surya Irawan<sup>4)</sup>, Dwi Yanuar Nugroho<sup>5)</sup>

Jurusan Teknik Mesin Universitas Islam Malang<sup>1,5)</sup>

Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya Malang<sup>2,4)</sup>

Jurusan Teknik Mesin Universitas Merdeka Malang<sup>3)</sup>

Jalan. Mayjen Haryono 193, Malang 65144. Indonesia<sup>1,5)</sup>

Phone: 0062-341-551932, Fax: 0062-341-552249<sup>1,5)</sup>

E-mail : pri17htn@yahoo.co.id<sup>1)</sup>, pratiktoprawoto@yahoo.com<sup>2)</sup>,  
agussuprpto@yahoo.com<sup>3)</sup>, yudysurya@yahoo.com<sup>4)</sup>

### ABSTRAK

Dibidang manufaktur, proses pemesinan merupakan hal yang penting diperhatikan, apalagi di era kompetisi yang serba modern perlu dukungan tenaga ahli yang mampu mengetahui, mengenal, serta mengoperasikan mesin perkakas dengan sebaik-baiknya. Dalam proses Turning keausan pahat merupakan salah satu faktor yang menentukan kualitas produk baik secara teknis maupun ekonomis, oleh karenanya perlu dilakukan penelitian tentang bagaimana pengaruh geometri pahat terhadap keausan pahat jenis HSS untuk material baja ST 40 pada proses Turning dan seberapa besar merekomendasikan sudut pahat potong yang harus digunakan untuk mendapatkan umur pahat yang lama dan pada kualitas produk yang maksimal. Dari variasi sudut potong samping ( $\psi_r$ ), sudut miring ( $\lambda_s$ ) dan sudut geram orthogonal ( $\gamma_o$ ) didapatkan data-data berupa nilai keausan pahat, dan dari data hasil penelitian dapat diolah dengan menggunakan analisa statistik ANAVA (Analisa Varian) baik analisa factorial dan analisa regresinya, maka dapat diketahui ada dan tidak adanya pengaruh geometri pahat jenis HSS terhadap laju keausan pahat HSS pada proses Turning untuk material baja ST 40. Dengan hasil percobaan dapat jelaskan bahwa terjadi keausan yang tinggi pada sudut potong samping ( $\psi_r$ )=10<sup>0</sup> dan mengalami penurunan keausan pada sudut potong samping ( $\psi_r$ )=40<sup>0</sup> dan mengalami kenaikan kembali pada sudut potong samping ( $\psi_r$ )=70<sup>0</sup>, sehingga atau dapat disimpulkan bahwa dari ketiga sudut potong samping tersebut didapatkan keausan pahat yang paling baik adalah pada sudut samping ( $\psi_r$ )=40<sup>0</sup>.

**Kata kunci:** geometri pahat, laju keausan pahat, baja St.40.

### 1. PENDAHULUAN

Pahat potong (*cutting tool*) merupakan salah satu diantara perkakas potong yang memegang peranan penting dalam proses pemotongan logam. Ditinjau segi teknis maupun ekonomis pahat potong HSS lebih banyak digunakan. Pada suatu proses pengerjaan yang benar, akan menghasilkan produk yang berkualitas tinggi dan untuk mendapatkan nilai ekonomis yang tinggi, salah satunya adalah memperpanjang umur pahat dengan memperhatikan geometri pahatnya. Tujuan penelitian ini untuk mengetahui pengaruh dari geometri pahat dan kemampuan dari pahat potong jenis HSS serta mempelajari atau mencari respon terhadap geometri pahat pada proses pemesinan dengan material baja ST 40.

Penelitian tentang Geometri dan Keausan Pahat sudah berkembang oleh beberapa peneliti sebagai berikut:

**M. Dogra, V. S. Sharmab, J. Durejac, 2010. Journal of Engineering Science and Technology Review "Effect of tool geometry variation on finish turning"** The effect of cutting tool geometry has long been an issue in understanding mechanics of turning. Tool geometry has significant influence on chip formation, heat generation, tool wear, surface finish and surface integrity during turning. This article presents a survey on variation in tool geometry i.e. tool nose radius, rake angle, groove on the rake face, variable edge geometry, wiper geometry and curvilinear edge tools and their effect on tool wear, surface roughness and surface integrity of the machined surface. Further modeling and simulation approaches on tool geometry including one

approach developed in a recent study, on variable micro-geometry tools, is discussed in brief.

**A. Fata, B. Nikuei, 2010. World Academy of Science, Engineering and Technology "The Effect of the Tool Geometry and Cutting Conditions on the Tool Deflection and Cutting forces"** In this paper by measuring the cutting forces the effect of the tool shape and qualifications (sharp and worn cutting tools of both vee and knife edge profile) and cutting conditions (depth of cut and cutting speed) in the turning operation on the tool deflection and cutting force is investigated. The workpiece material was mild steel and the cutting tool was made of high speed steel. Cutting forces were measured by a dynamometer (type P.E.I. serial No 154). The dynamometer essentially consisted of a cantilever structure which held the cutting tool. Deflection of the cantilever was measured by an L.V.D.T (Mercer 122) deflection indicator. No cutting fluid was used during the turning operations. A modern CNC lathe machine (Okuma LH35-N) was used for the tests. It was noted that worn vee profile tools tended to produce a greater increase in the vertical force component than the axial component, whereas knife tools tended to show a more pronounced increase in the axial component.

### 2. METODOLOGI PENELITIAN

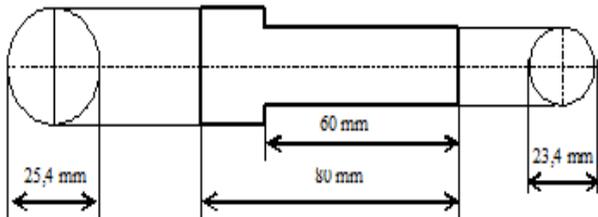
Rancangan penelitian ini menggunakan tiga buah variable bebas, yaitu sudut potong samping ( $\psi_r$ ), sudut miring ( $\lambda_s$ ), dan sudut geram orthogonal ( $\gamma_o$ ), dimana setiap variable ini



terdiri dari tiga taraf yang nantinya kita acak, sehingga dalam percobaan ini akan didapat 27 macam perlakuan dengan masing-masing dilakukan pengamatan sebanyak dua kali.

### Material Yang Digunakan

Material yang digunakan dalam penelitian ini adalah baja ST 40 dengan diameter 25,4 mm, dengan sifat mekanik yang didapat dari pengujian, yaitu nilai tegangan maksimum sebesar 39,59 kgf/mm<sup>2</sup>, dan nilai kekerasan sebesar 113 HBN. Benda kerja adalah sebuah silinder dengan diameter 23,4 mm untuk sekali pengukuran atau pemotongan sepanjang 60 mm.



Gambar 1. Benda kerja



Gambar 2. Gambar specimen sebelum pemotongan



Gambar 3. Gambar specimen sesudah pemotongan

### Peralatan yang digunakan dalam percobaan ini adalah:

Alat uji tarik  
Tipe : MFG CO., LTD  
Kekuatan max : 15.000 kgf



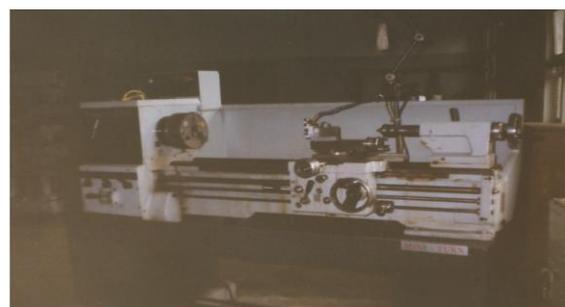
Gambar 4. Alat uji tarik

Alat uji kekerasan  
Tipe : MAU-025  
Kekuatan max : 961 N



Gambar 5. Alat uji kekerasan

Mesin Bubut  
Model : MINITURN  
Kecepatan Putaran Poros : 25-1800 rpm



Gambar 6. Mesin Bubut

Pahat yang digunakan HSS jenis bohler



Gambar 7. Pahat



Gambar 8. Alat ukur dan asah pahat



Gambar 9. Alat Bantu ukur Bevel Protektor



Gambar 10. Alat ukur keausan pahat Mikroskop Tool  
Turning Ketelitian : 0,01

### Variabel Penelitian

Variabel bebas

- Sudut potong samping ( $\psi_r$ )
- Sudut miring ( $\lambda_s$ )
- Sudut geram orthogonal ( $\gamma_o$ )

Variabel tak bebas

keausan pahat.

### Tempat Penelitian dilakukan di:

- Laboratorium pemesinan Balai Latihan Kerja Industri Singosari Malang.
- Laboratorium Teknik Mesin Universitas Brawijaya.

### Diagram Alir/Flow Chart:



### 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Tabel 1. Data Hasil Pengujian

No.	$\psi_r (^{\circ})$	$\lambda_s (^{\circ})$	$\gamma_o (^{\circ})$	VB (mm)	
				Uji 1	Uji 2
1.	10	-5	-5	0,11	0,07
2.	10	-5	10	0,03	0,03
3.	10	-5	25	0,08	0,10
4.	10	5	-5	0,03	0,01
5.	10	5	10	0,04	0,03
6.	10	5	25	0,04	0,05
7.	10	15	-5	0,06	0,08
8.	10	15	10	0,08	0,04
9.	10	15	25	0,07	0,08
10.	40	-5	-5	0,01	0,02
11.	40	-5	10	0,03	0,03
12.	40	-5	25	0,03	0,02



No.	$\psi_r (^{\circ})$	$\lambda_s (^{\circ})$	$\gamma_o (^{\circ})$	VB (mm)	
				Uji 1	Uji 2
13.	40	5	-5	0,02	0,01
14.	40	5	10	0,01	0,03
15.	40	5	25	0,01	0,02
16.	40	15	-5	0,04	0,03
17.	40	15	10	0,02	0,01
18.	40	15	25	0,03	0,02
19.	70	-5	-5	0,08	0,07
20.	70	-5	10	0,03	0,05
21.	70	-5	25	0,04	0,03
22.	70	5	-5	0,07	0,04
23.	70	5	10	0,04	0,04
24.	70	5	25	0,08	0,06
25.	70	15	-5	0,07	0,09
26.	70	15	10	0,06	0,02
27.	70	15	25	0,04	0,06

**ANOVA Desain Eksperimen Faktorial:**

Dari tabel diatas dapat ditabelkan kembali seperti pada tabel berikut:

Untuk menghitung jumlah kuadrat-kuadrat (JK) tiap sumber variasi maka sebaiknya dibuat daftar a x b x c, daftar a x b, daftar a x c, dan daftar b x c.

**Tabel 2.** Daftar Anava Desain Eksperimen Faktorial 3x3x3

Sumber variasi	dk	JK	KT	F
Rata-rata		0,1058	0,1058	35
Perlakuan;				
$\psi_r$	2	0,0139	0,007	6
$\lambda_s$	2	0,0023	0,0012	7
$\gamma_o$	2	0,0027	0,0014	4
$\psi_r \lambda_s$	4	0,0032	0,0008	3
$\psi_r \gamma_o$	4	0,0025	0,0006	2,5
$\lambda_s \gamma_o$	4	0,0018	0,0005	2,5
$\psi_r \lambda_s \gamma_o$	8	0,0039	0,0005	
Kekeliruan	27	0,005	0,0002	
Jumlah	54	0,1411	-	-

Dimana  $\psi_r$  = sudut potong samping;  $\lambda_s$  = sudut miring;  $\gamma_o$  = sudut geram orthogonal

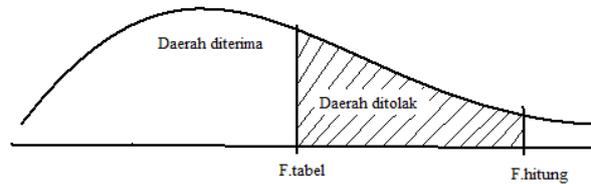
Pada daftar ANAVA (Analisa Varian), dengan taraf nyata  $\alpha = 0,05$ , faktor  $\psi_r$  (sudut potong samping) ada pengaruh yang signifikan terhadap keausan pahat, karena nilai  $F_{Statistik} = 35 > F_{Tabel} = 3,35$ , faktor  $\lambda_s$  (sudut miring) ada pengaruh yang signifikan terhadap keausan pahat, karena nilai  $F_{Statistik} = 6 > F_{Tabel} = 3,35$ , factor  $\gamma_o$  (sudut geram orthogonal) ada pengaruh yang signifikan terhadap keausan pahat, karena nilai  $F_{Statistik} = 7 > F_{Tabel} = 3,35$ , interaksi  $\psi_r \lambda_s$  (sudut potong samping dengan sudut miring) ada pengaruh yang signifikan terhadap keausan pahat, karena nilai  $F_{Statistik} = 4 > F_{Tabel} = 2,73$ , interaksi  $\psi_r \gamma_o$  (sudut potong samping dengan sudut geram orthogonal) ada pengaruh terhadap keausan pahat tetapi tidak signifikan, karena nilai  $F_{Statistik} = 3 > F_{Tabel} = 2,73$ , interaksi  $\lambda_s \gamma_o$  (sudut miring dengan sudut geram orthogonal) tidak ada pengaruh terhadap keausan pahat, karena nilai  $F_{Statistik} = 2,5 < F_{Tabel} = 2,73$  dan interaksi antara  $\psi_r \lambda_s \gamma_o$  (sudut potong samping dengan sudut miring dan sudut geram orthogonal) ada pengaruh terhadap keausan pahat tetapi tidak signifikan, karena nilai  $F_{Statistik} = 2,5 > F_{Tabel} = 2,31$ .

**Kriteria Pengujian:**

$H_0$  diterima apabila  $F_{hitung} \leq F_{tabel}$

$H_0$  ditolak apabila  $F_{hitung} > F_{tabel}$

Keterangan : Ada pengaruh yang signifikan



Dalam Analisa Regresi untuk mengetahui hubungan antara sudut potong samping ( $\psi_r$ ), sudut miring ( $\lambda_s$ ), sudut geram orthogonal ( $\gamma_o$ ) dan keausan pahat (VB) dilakukan perhitungan regresi, berikut tabel perhitungannya;

keterangan,  $X_i$  = sudut potong samping ( $\psi_r$ );  $Y_i$  = keausan pahat (VB)

**Tabel 3.** Perhitungan regresi untuk sudut miring ( $\lambda_s$ ) =  $-5^{\circ}$  dengan sudut geram orthogonal ( $\gamma_o$ ) =  $-5^{\circ}$

No	$X_i$	$Y_i$	$X_i^2$	$X_i^3$	$X_i^4$	$Y_i^2$	$X_i Y_i$	$X_i^2 Y_i$
1	10	0,11	100	1000	10000	0,0121	1,1	11
2	10	0,07	100	1000	10000	0,0049	0,7	7
3	40	0,01	1600	64000	2560000	0,0001	0,4	16
4	40	0,02	1600	64000	2560000	0,0004	0,8	32
5	70	0,08	4900	343000	24010000	0,0064	5,6	392
6	70	0,07	4900	343000	24010000	0,0049	4,9	343
$\Sigma$	240	0,36	13200	816000	53160000	0,0288	13,5	801

Dari tabel diatas dapat disusun persamaan polinomial sebagai berikut;

$$\sum Y_i = na + b \sum X_i + c \sum X_i^2;$$

$$\sum X_i Y_i = a \sum X_i + b \sum X_i^2 + c \sum X_i^3;$$

$$\sum X_i^2 Y_i = a \sum X_i^2 + b \sum X_i^3 + c \sum X_i^4$$

Persamaan kuadratnya sebagai berikut;

$$Y = a + bX + cX^2;$$

$$Y_{keausan\ pahat} = 0,1467 - 0,0063X + 0,000075X^2$$

$$JK_R = b \left[ \sum X_i Y_i - \left( \frac{\sum X_i \sum Y_i}{n} \right) \right] + c \left[ \sum X_i^2 Y_i - \left( \frac{\sum X_i^2 \sum Y_i}{n} \right) \right]$$

$$= -0,0063 \left[ 13,5 - \left( \frac{240 \times 0,36}{6} \right) \right] + 0,000075 \left[ 801 - \left( \frac{13200 \times 0,36}{6} \right) \right]$$

$$= 0,0064$$

$$JK_T = \sum Y_i^2 - \frac{(\sum Y)^2}{n} = 0,0072 \text{ Sehingga harga}$$

$$R^2 = \frac{JK_R}{JK_T} = 0,89$$

**Tabel 4.** Perhitungan regresi untuk sudut miring ( $\lambda_s$ ) =  $-5^{\circ}$  dengan sudut geram orthogonal ( $\gamma_o$ ) =  $10^{\circ}$ .

No	$X_i$	$Y_i$	$X_i^2$	$X_i^3$	$X_i^4$	$Y_i^2$	$X_i Y_i$	$X_i^2 Y_i$
1	10	0,03	100	1000	10000	0,0009	0,3	3
2	10	0,03	100	1000	10000	0,0009	0,3	3
3	40	0,03	1600	64000	2560000	0,0009	1,2	48
4	40	0,03	1600	64000	2560000	0,0009	1,2	48
5	70	0,03	4900	343000	24010000	0,0009	2,1	147
6	70	0,05	4900	343000	24010000	0,0025	3,5	245
$\Sigma$	240	0,2	13200	816000	53160000	0,007	8,6	494

Dengan cara yang sama dari tabel diatas dapat disusun persamaan polinomial dan nilai R sbb:

Persamaan kuadratiknya sebagai berikut;

$$Y_{\text{keausan pahat}} = 0,032 - 0,00027X + 0,0000055X^2$$

$$\text{Dengan } R^2 = \frac{JK_R}{JK_T} = 0,47$$

**Tabel 5.** Perhitungan regresi untuk sudut miring ( $\lambda_s$ ) =  $-5^\circ$  dengan sudut geram orthogonal ( $\gamma_o$ ) =  $25^\circ$ .

No	$X_i$	$Y_i$	$X_i^2$	$X_i^3$	$X_i^4$	$Y_i^2$	$X_i Y_i$	$X_i^2 Y_i$
1	10	0,08	100	1000	10000	0,0064	0,8	8
2	10	0,10	100	1000	10000	0,01	1	10
3	40	0,03	1600	64000	2560000	0,0009	1,2	48
4	40	0,02	1600	64000	2560000	0,0004	0,8	32
5	70	0,04	4900	343000	24010000	0,0016	2,8	196
6	70	0,03	4900	343000	24010000	0,0009	2,1	147
$\Sigma$	240	0,3	13200	816000	53160000	0,0202	8,7	441

Dengan cara yang sama dari tabel diatas dapat disusun persamaan polinomial dan nilai R sbb:

$$Y_{\text{keausan pahat}} = 0,1297 - 0,0043X + 0,000042X^2;$$

$$\text{Dengan } R^2 = \frac{JK_R}{JK_T} = 0,96$$

**Tabel 6.** Perhitungan regresi untuk sudut miring ( $\lambda_s$ ) =  $5^\circ$  dengan sudut geram orthogonal ( $\gamma_o$ ) =  $-5^\circ$ .

No	$X_i$	$Y_i$	$X_i^2$	$X_i^3$	$X_i^4$	$Y_i^2$	$X_i Y_i$	$X_i^2 Y_i$
1	10	0,03	100	1000	10000	0,0009	0,3	3
2	10	0,01	100	1000	10000	0,0001	0,1	1
3	40	0,02	1600	64000	2560000	0,0004	0,8	32
4	40	0,01	1600	64000	2560000	0,0001	0,4	16
5	70	0,07	4900	343000	24010000	0,0049	4,9	343
6	70	0,04	4900	343000	24010000	0,0016	2,8	196
$\Sigma$	240	0,18	13200	816000	53160000	0,008	9,3	591

Persamaan kuadratiknya sebagai berikut;

$$Y_{\text{keausan pahat}} = 0,031 - 0,0014X + 0,000025X^2;$$

$$\text{Dengan } R^2 = \frac{JK_R}{JK_T} = 0,74$$

**Tabel 7.** Perhitungan regresi untuk sudut miring ( $\lambda_s$ ) =  $5^\circ$  dengan sudut geram orthogonal ( $\gamma_o$ ) =  $10^\circ$ .

No	$X_i$	$Y_i$	$X_i^2$	$X_i^3$	$X_i^4$	$Y_i^2$	$X_i Y_i$	$X_i^2 Y_i$
1	10	0,04	100	1000	10000	0,0016	0,4	4
2	10	0,03	100	1000	10000	0,0009	0,3	3
3	40	0,01	1600	64000	2560000	0,0001	0,4	16
4	40	0,03	1600	64000	2560000	0,0009	1,2	48
5	70	0,04	4900	343000	24010000	0,0016	2,8	196
6	70	0,04	4900	343000	24010000	0,0016	2,8	196
$\Sigma$	240	0,19	13200	816000	53160000	0,0067	7,9	463

Persamaan kuadratiknya sebagai berikut;

$$Y_{\text{keausan pahat}} = 0,0459 - 0,0014X + 0,000019X^2;$$

$$\text{Dengan } R^2 = \frac{JK_R}{JK_T} = 0,63$$

**Tabel 8.** Perhitungan regresi untuk sudut miring ( $\lambda_s$ ) =  $5^\circ$  dengan sudut geram orthogonal ( $\gamma_o$ ) =  $25^\circ$ .

No	$X_i$	$Y_i$	$X_i^2$	$X_i^3$	$X_i^4$	$Y_i^2$	$X_i Y_i$	$X_i^2 Y_i$
1	10	0,04	100	1000	10000	0,0016	0,4	4
2	10	0,05	100	1000	10000	0,0025	0,5	5
3	40	0,01	1600	64000	2560000	0,0001	0,4	16
4	40	0,02	1600	64000	2560000	0,0004	1,8	32
5	70	0,08	4900	343000	24010000	0,0064	5,6	392
6	70	0,06	4900	343000	24010000	0,0036	4,2	294
$\Sigma$	240	0,26	13200	816000	53160000	0,0146	11,9	743

Persamaan kuadratiknya sebagai berikut;

$$Y_{\text{keausan pahat}} = 0,072 - 0,0033X + 0,000047X^2;$$

$$\text{Dengan } R^2 = \frac{JK_R}{JK_T} = 0,94$$

**Tabel 9.** Perhitungan regresi untuk sudut miring ( $\lambda_s$ ) =  $15^\circ$  dengan sudut geram orthogonal ( $\gamma_o$ ) =  $-5^\circ$ .

No	$X_i$	$Y_i$	$X_i^2$	$X_i^3$	$X_i^4$	$Y_i^2$	$X_i Y_i$	$X_i^2 Y_i$
1	10	0,06	100	1000	10000	0,0036	0,6	6
2	10	0,08	100	1000	10000	0,0064	0,8	8
3	40	0,04	1600	64000	2560000	0,0016	1,6	64
4	40	0,03	1600	64000	2560000	0,0009	1,2	48
5	70	0,07	4900	343000	24010000	0,0049	4,9	343
6	70	0,09	4900	343000	24010000	0,0081	6,3	441
$\Sigma$	240	0,37	13200	816000	53160000	0,0255	15,4	910

Persamaan kuadratiknya sebagai berikut;

$$Y_{\text{keausan pahat}} = 0,101 - 0,0034X + 0,000044X^2;$$

$$\text{Dengan } R^2 = \frac{JK_R}{JK_T} = 0,81$$

**Tabel 10.** Perhitungan regresi untuk sudut miring ( $\lambda_s$ ) =  $15^\circ$  dengan sudut geram orthogonal ( $\gamma_o$ ) =  $10^\circ$ .

No	$X_i$	$Y_i$	$X_i^2$	$X_i^3$	$X_i^4$	$Y_i^2$	$X_i Y_i$	$X_i^2 Y_i$
1	10	0,08	100	1000	10000	0,0064	0,8	8
2	10	0,04	100	1000	10000	0,0016	0,4	4
3	40	0,02	1600	64000	2560000	0,0004	0,8	32
4	40	0,01	1600	64000	2560000	0,0001	0,4	16
5	70	0,06	4900	343000	24010000	0,0036	4,2	294
6	70	0,02	4900	343000	24010000	0,0004	1,4	98
$\Sigma$	240	0,23	13200	816000	53160000	0,0125	8	452

Persamaan kuadratiknya sebagai berikut;

$$Y_{\text{keausan pahat}} = 0,1783 - 0,0035X + 0,000039X^2 ; \text{ Dengan}$$

$$R^2 = \frac{JK_R}{JK_T} = 0,57$$

**Tabel 11.** Perhitungan regresi untuk sudut miring ( $\lambda_s$ ) =  $15^\circ$  dengan sudut geram orthogonal ( $\gamma_o$ ) =  $25^\circ$ .

No	$X_i$	$Y_i$	$X_i^2$	$X_i^3$	$X_i^4$	$Y_i^2$	$X_i Y_i$	$X_i^2 Y_i$
1	10	0,07	100	1000	10000	0,0049	0,7	7
2	10	0,08	100	1000	10000	0,0064	0,8	8
3	40	0,03	1600	64000	2560000	0,0009	1,2	48
4	40	0,02	1600	64000	2560000	0,0004	0,8	32
5	70	0,04	4900	343000	24010000	0,0016	2,8	196
6	70	0,06	4900	343000	24010000	0,0036	4,2	294
$\Sigma$	240	0,3	13200	816000	53160000	0,0178	10,5	585

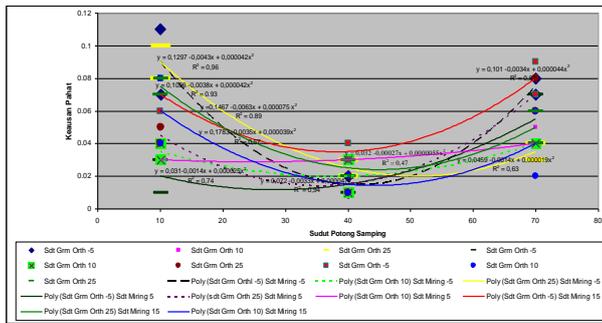


Persamaan kuadratiknya sebagai berikut;

$$Y_{\text{keausan pahat}} = 0,1096 - 0,0038X + 0,000042X^2;$$

$$\text{Dengan } R^2 = \frac{JK_R}{JK_T} = 0,93$$

**Grafik 1.** Hubungan antara Sudut Potong Samping ( $\psi_r$ ) terhadap Keausan Pahat pada Variasi Sudut Miring ( $\lambda_s$ ) =  $-5^\circ$ ,  $5^\circ$  dan  $15^\circ$  dengan Variasi Sudut Geram Orthogonal ( $\gamma_o$ ) =  $-5^\circ$ ,  $10^\circ$  dan  $25^\circ$



#### 4. KESIMPULAN

Dari percobaan dan analisa data pada proses bubut dengan variasi sudut potong samping ( $\psi_r$ ), sudut miring ( $\lambda_s$ ) dan sudut geram orthogonal ( $\gamma_o$ ), dapat disimpulkan sebagai berikut ;

1. Faktor sudut potong samping ( $\psi_r$ ), faktor sudut miring ( $\lambda_s$ ), faktor sudut geram orthogonal ( $\gamma_o$ ), dan interaksi antara sudut potong samping, sudut miring dan sudut geram orthogonal ( $\psi_r, \lambda_s, \gamma_o$ ) mempunyai pengaruh yang signifikan terhadap keausan pahat jenis HSS pada proses turning untuk material baja ST 40.
2. Interaksi antara sudut potong samping dan sudut geram orthogonal ( $\psi_r, \gamma_o$ ), interaksi antara sudut potong samping, sudut miring dan sudut geram orthogonal ( $\psi_r, \lambda_s, \gamma_o$ ) mempunyai pengaruh terhadap keausan pahat jenis HSS pada proses bubut konvensional untuk material baja ST 40, tetapi tidak signifikan.

3. Interaksi antara sudut miring dan sudut geram orthogonal ( $\lambda_s, \gamma_o$ ) tidak ada pengaruh terhadap keausan pahat jenis HSS pada proses bubut konvensional untuk material baja ST 40.
4. Awal penelitian pada sudut potong samping ( $\psi_r$ ) =  $10^\circ$  mengalami keausan pahat yang tinggi, sampai sudut potong samping ( $\psi_r$ ) =  $40^\circ$  mengalami penurunan keausan pahat dan mengalami kenaikan keausan pahat lagi dari sudut potong samping ( $\psi_r$ ) =  $40^\circ$  sampai sudut potong samping ( $\psi_r$ ) =  $70^\circ$
5. Keausan pahat paling bagus (paling rendah) pada sudut potong samping sekitar  $40^\circ$ .

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1]. ASM Internasional, *Metal Handbook*, Ninth edition, Vol.16, Machining.1989.
- [2]. George Tlusty. *Manufacturing Processes And Equipment*, Prentise - Hall, Inc, USA.2000.
- [3]. Bhattacharyya, G.K., and Johnson, R. A., *Statistical Concepts and Methodes*, University of Wisconsin, John Wiley & Son, Inc.1977.
- [4]. Boothroyd, Geoffrey, *Fundamentals of Metal Machining and Machine Tools*, International edition, Scripta Book Company, Washington D.C.1985.
- [5]. Taufik Rochim, *Teori & Teknologi Proses Pemesinan*, Higher Education Development Support Project, ITB, Bandung.1993.
- [6]. Dr. S.N. Mukherjee. *Fundamentals of Tool Engineering Design*, Oxford & IBH Publishing CO. New Delhi, Bombay, Calcutta.1979
- [7]. P.N. Rao, *Manufacturing Technology Metal Cutting and Machine Tools*, Mc. Graw- Hill International edition.2002.
- [8]. A. Fata, B. Nikuei, World Academy of Science, Engineering and Technology 45 2010.
- [9]. M.Dogra.V.S. Shamab,J. Durejac. “ Effect of tool geometry variation on finish turning “Journal of Engineering Science and Technology Review, www.jestr.org .2010.



## INTEGRASI MATH DAN CAD TOOL UNTUK MERANCANG KINEMATIKA MANIPULATOR SERI ROBOT INDUSTRI

**Roche Alimin**

Jurusan Teknik Mesin Universitas Kristen Petra  
Jalan. Siwalankerto 121-131, Surabaya 60236. Indonesia  
Phone: +62-31-8439040, Fax: +62-31-8417658  
E-mail : ralimin@peter.petra.ac.id

### ABSTRAK

*Makalah ini membahas integrasi antara beberapa perangkat lunak untuk memudahkan proses desain mekanisme sebuah serial robotic manipulator, khususnya pada desain kinematikanya. Hal ini dilatarbelakangi dengan kenyataan bahwa pada saat ini sudah banyak perangkat lunak CAD (solid modeling) yang mempunyai kemampuan untuk menganalisa dan memverifikasi kinematika atau dinamika sebuah mekanisme, baik yang built-in maupun add-in. Akan tetapi ada keterbatasan apabila digunakan untuk menganalisa atau memverifikasi mekanisme yang melibatkan invers-kinematic yang cukup kompleks.*

*Beranjak dari hal tersebut maka dilakukan integrasi antara dua perangkat lunak yang sudah cukup populer, yaitu Matlab yang mempunyai kemampuan perhitungan matrik untuk invers-kinematic dan Solidworks yang mempunyai kemampuan yang baik di dalam virtual prototype. Prosesnya berawal dari desain part dan assembly oleh Solidworks yang menghasilkan data dimensi dan geometry constrains, lalu data tersebut dikalkulasi (Denavit-Hartenberg methodology) oleh Matlab dengan keluaran dalam bentuk csv file. Selanjutnya data csv file tersebut secara langsung digunakan sebagai input pada joint (rotary/prismatic) pada Solidworks. Untuk studi kasus pada makalah ini digunakan konfigurasi SCARA manipulator robot.*

*Dari hasil integrasi ini, proses rancang bangun dari mekanisme serial robotic manipulator dapat dibuat lebih otomatis, dimana perancang dapat dengan mudah merancang-ulang mekanisme robot yang kurang sesuai dan melihat dengan cepat hasil analisa kinematikanya. Tentunya ini akan berkontribusi di dalam skala rapid prototyping.*

**Kata kunci:** kinematika, manipulator robot, simechanics, rapid prototyping.

### 1. PENDAHULUAN

Pada proses perancangan manipulator robot industri, analisa kinematika seringkali merupakan proses awal yang harus dilakukan (setidaknya pada saat *preliminary design*). Proses ini dilakukan sebelum dilakukan analisa dinamika dan perancangan sistem kontrolnya. Sesuai dengan fungsi dari sebuah manipulator robot yang dirancang untuk aplikasi tertentu, maka penentuan konfigurasi, dimensi serta analisa kinematika seringkali harus dilakukan secara bersamaan. Berkaitan dengan kebutuhan ini maka proses simulasi berbasis komputer sangat diperlukan, baik simulasi model fisik maupun simulasi kinematika. Dengan adanya simulasi maka kemampuan dan keterbatasan konfigurasi, daerah kerja (*workspace*), respon sistem kontrol dari manipulator robot dapat diperkirakan lebih awal.

*Robotic toolbox* (dibuat oleh P.I. Corke) maupun *SimMechanic toolbox* dari Matlab mampu memberikan simulasi analisa kinematika manipulator robot dengan hasil yang cukup memuaskan, tetapi dari segi dimensi masih jauh dari mewakili model yang sesungguhnya. Salah satu ketidak-terwakilan model adalah karena pada kenyataannya hampir setiap *revolute joint* tidak berputar 360° atau bahkan mendekatinya. Juga penentuan posisi titik berat masing-masing *link* juga masih dalam perkiraan kasar. Dan yang lebih penting lagi, detail desain dari *link/robot*, termasuk motor servo, sulit untuk diikutkan dalam simulasi kinematikanya. Kekurangan-kekurangan ini dapat teratasi apabila di dalam proses pemodelan *rigid body* digunakan perangkat

lunak CAD, khususnya kemampuan *solid modeling*-nya. Dengan *solid modeling*, part (*link* manipulator robot) dapat dengan mudah diketahui posisi titik beratnya, dan apabila terjadi *interference* antar *link* juga dapat dengan mudah diketahui.

Jeong dkk (2012) melakukan studi kinematika manipulator robot las (*Faraman AMI*) dengan menggunakan model yang dibangun dengan perangkat lunak CATIA V5 untuk dibandingkan dengan hasil dari persamaan *inverse kinematic*. Hasilnya menunjukkan *angle value error* yang cukup kecil (*0,05-0,15 seconds*) [1]. Clark dan Lin (2007) juga melakukan integrasi antara Matlab dan Pro/Mechanica untuk mensimulasi kinematika dari sebuah *six degree-of-freedom PUMA Industrial Robot*. Matlab digunakan untuk membuat file *.tab*, dimana masing-masing file *.tab* ini berisi data posisi fungsi waktu dari masing-masing *joint angle* dari robot [2].

Beranjak dari kebutuhan akan perancangan manipulator robot yang lebih cepat, lebih terintegrasi serta simulasi kinematika yang lebih akurat, maka untuk tujuan tersebut dilakukan integrasi dua buah perangkat lunak yang telah populer di pasaran, yaitu Matlab (dengan *SimMechanics-toolbox*-nya) dan Solidworks. *SimMechanics (Simulink-based)* mempunyai kemampuan untuk mensimulasi kinematika dan dinamika dari sebuah mekanisme, akan tetapi di dalam membangun model mekaniknya hanya terbatas pada bentuk-bentuk penyerderhanaan, seperti *convex hulls* atau *ellipsoids*. Dengan bersinergi dengan Solidworks, maka model manipulator robot dapat dibuat semirip mungkin dengan rancangan nyatanya.

Pada makalah ini akan dibahas salah satu studi kasus manipulator robot yang cukup populer digunakan di industri, yaitu SCARA robot. SCARA manipulator robot mempunyai 4 *degree-of-freedom*, yaitu 3 *revolute joint* dan 1 *prismatic joint*. Aplikasi manipulator robot ini banyak digunakan pada proses pemindahan bahan dan perakitan industri elektronika.

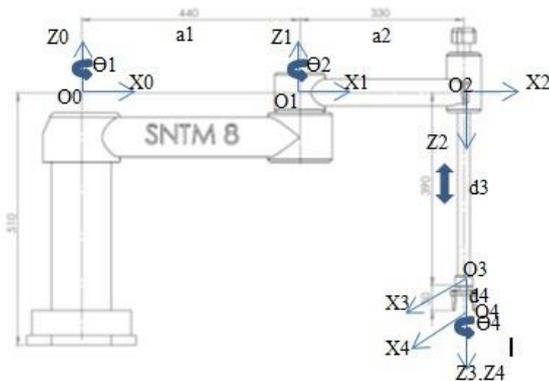
## 2. METODOLOGI

Garis besar langkah-langkah perancangan simulasi kinematika SCARA manipulator robot adalah sebagai berikut:

- Penentuan persamaan *forward kinematic* dan *inverse kinematic* dari SCARA manipulator robot.
- Membuat program *M-file Matlab* untuk persamaan *forward kinematic* dan *inverse kinematic* tersebut.
- Membuat *solid model* dengan *Solidworks* untuk setiap komponen/part dari SCARA manipulator robot, dilanjutkan dengan proses *assembling*-nya.
- Kasus pertama: melakukan simulasi kinematika dengan *motion analysis Solidworks*. Data berasal dari file *csv Matlab*.
- Kasus kedua: membuat file *xml* dari model, kemudian dengan bantuan *SimMechanics (Matlab toolbox)* dilakukan simulasi kinematika di lingkungan *Simulink*.

### Kinematika SCARA Manipulator Robot

Aturan yang digunakan untuk mendapatkan persamaan *forward kinematics* adalah *D-H (Denavit-Hartenberg) convention*. Gambar di bawah ini adalah *home position* dari SCARA manipulator robot, dimana penempatan *coordinate frames* dan penentuan parameternya mengikuti *D-H convention*.



Gambar 1. Diagram *Joint-coordinate* SCARA Manipulator Robot

Tabel 1. *D-H parameters* dari SCARA Manipulator Robot

Joint	$a_i$	$\alpha_i$	$d_i$	$\theta_i$
1	$a_1 = 440$	0	0	$\theta_1^{\#}$
2	$a_2 = 330$	180	0	$\theta_2^{\#}$
3	0	0	$d_3^{\#}$	0
4	0	0	$d_4 = 50$	$\theta_4^{\#}$

# adalah *joint variable*

Pada *D-H convention*, masing-masing homogeneous transformation  $A_i$  dinyatakan sebagai produk dari empat dasar transformasi matrik.

$$A_i = \text{Rot}_{z, \theta_i} \text{Trans}_{z, d_i} \text{Trans}_{x, \alpha_i} \text{Rot}_{x, \alpha_i} \dots \dots \dots (1)$$

$$= \begin{bmatrix} c\theta_i & -s\theta_i & 0 & 0 \\ s\theta_i & c\theta_i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & a_i \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c\alpha_i & -s\alpha_i & 0 \\ 0 & s\alpha_i & c\alpha_i & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} c\theta_i & -s\theta_i & 0 & 0 \\ s\theta_i & c\theta_i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & a_i \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c\alpha_i & -s\alpha_i & 0 \\ 0 & s\alpha_i & c\alpha_i & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Dengan demikian matrik transformasi antara *end effector frame* dengan *base frame* adalah:

$$T_0^4 = A_1 A_2 A_3 A_4 = \begin{bmatrix} c_{12}c_4 + s_{12}s_4 & -c_{12}s_4 + s_{12}c_4 & 0 & a_1c_1 + a_2c_{12} \\ s_{12}c_4 - c_{12}s_4 & -s_{12}s_4 - c_{12}c_4 & 0 & a_1s_1 + a_2s_{12} \\ 0 & 0 & -1 & -d_3 - d_4 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \dots \dots \dots (2)$$

Melalui matrik transformasi di atas, maka dengan mengetahui *joint variable* ( $\theta_1, \theta_2, \theta_4, d_3$ ) maka posisi dan orientasi *end-effector* manipulator robot dapat ditemukan. Sebagai kebalikan dari ini disebut *inverse kinematic*, yaitu mencari nilai *joint variable* ( $\theta_1, \theta_2, \theta_4, d_3$ ) didasarkan dari posisi dan orientasi tertentu dari *end-effector*. Oleh karena SCARA manipulator robot hanya mempunyai 4 *degree-of-freedom*, maka tidak semua elemen  $H$  mempunyai penyelesaian [3]. Penyelesaiannya ada hanya apabila  $R$  dalam bentuk:

$$R = \begin{bmatrix} c_\alpha & s_\alpha & 0 \\ s_\alpha & -c_\alpha & 0 \\ 0 & 0 & -1 \end{bmatrix}$$

$$\text{dan jika jumlah } \theta_1 + \theta_2 - \theta_4 = \alpha = \text{Atan}[r_{12}, r_{11}] \dots \dots (3)$$

Dengan memproyeksikan manipulator robot pada bidang  $x_0y_0$ , maka didapatkan:

$$\theta_2 = \text{Atan}(\pm\sqrt{1-r^2}, r)$$

dimana:  $r^2 = \frac{d_x^2 + d_y^2 - a_1^2 - a_2^2}{2a_1a_2}$

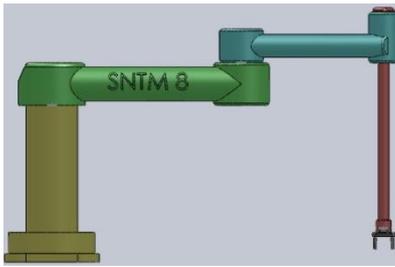
$$\theta_1 = \text{Atan}(d_x, d_y) - \text{Atan}(a_1 + a_2c_2, a_2s_2)$$

Dari persamaan (3) didapatkan:  
 $\theta_4 = \theta_1 + \theta_2 - \text{Atan}(r_{12}, r_{11})$

Akhirnya  $d_3$  didapatkan dari:  
 $d_3 = d_z + d_4$

### Model Simulasi

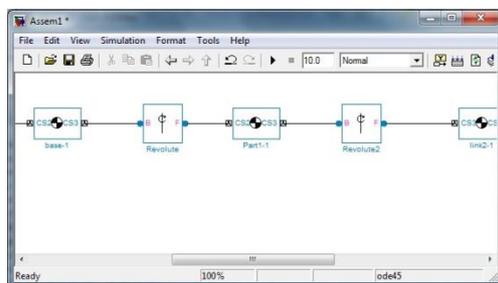
*Solidworks* digunakan untuk membuat solid model dari SCARA manipulator robot. Bagian-per-bagian/part dari manipulator dibuat, kemudian di-*assembling* dengan metode *bottom-up design*. Kombinasi dengan *top-down design* dapat juga dilakukan. Hal yang perlu diperhatikan adalah letak *coordinate frame* pada masing-masing part (dalam hal ini adalah link dari manipulator robot). Baik *base coordinate frame* maupun *follower coordinate frame* masing-masing link, penempatannya harus sama dengan penempatan *coordinate frame* pada *D-H coordinates*. *Geometry* dan *dimension constraint* juga harus diberikan agar posisi manipulator robot sama dengan posisi *home (zero)* pada *D-H coordinate*. Hasil dari proses *assembly* SCARA manipulator robot dapat dilihat pada gambar di bawah ini.



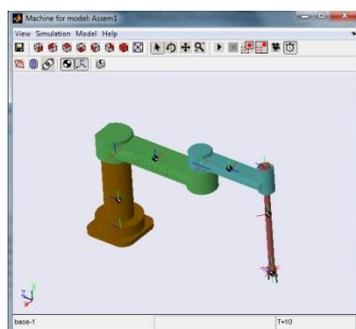
Gambar 2. Solid Model dari SCARA Manipulator Robot

*Solidworks* mempunyai fasilitas *motion study*, baik berupa *motion analysis* maupun hanya berupa animasi saja. *Motion Analysis* merupakan *add-on program* untuk *Solidworks*. Pada saat membuat *motion study* baru maka secara otomatis posisi manipulator robot pada *assembly* dianggap sebagai *home position* dari manipulator robot tersebut. Untuk analisa kinematika (dimana melibatkan analisa perpindahan, kecepatan, percepatan, tetapi tidak melibatkan gaya) sebagai sumber aktuator pada masing-masing *link* manipulator robot dapat digunakan motor, baik untuk gerakan rotasi maupun linier. Metode input yang digunakan adalah *interpolated linear* dan *cubic* berupa data yang ditabulasi. Data ini berupa *file csv* yang dihasilkan dari *Matlab*.

Pada kasus kedua, *assembly* model dari SCARA manipulator robot di *save-as* menjadi *file xml*. Selanjutnya *SimMechanics* akan meng-*import file* tersebut dan digunakan sebagai solid model di lingkungan *Simulink*. Secara otomatis *SimMechanics* akan mengkonversi setiap *link* dari manipulator menjadi *rigid body-rigid body* beserta *joint-joint*-nya sesuai dengan *constraint* yang diberikan di lingkungan *assembly Solidworks*.



Gambar 3. Model Block *SimMechanics* SCARA (terlihat sebagian)



Gambar 4. Simulasi model *SimMechanics* SCARA

### 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Analisa kinematika (*forward kinematic*) dengan *Motion Analysis* dari *Solidworks* menunjukkan hasil yang cukup memuaskan, tetapi membutuhkan perangkat keras komputer yang diatas rata-rata. Terutama apabila melibatkan desain detail yang mendeteksi kontak atau tumbukan antar *link*. Pada *Motion Analysis*, *Matlab* hanya berkontribusi di dalam perhitungan *forward kinematics*-nya saja.

Analisa *inverse kinematics* hanya dapat dilakukan melalui integrasi antara *Solidworks* dengan *Matlab*. Model *block SimMechanics* yang dihasilkan secara otomatis sangat membantu jika dibandingkan harus membuat secara terpisah sesuai dengan konfigurasi manipulator robot. Dimensi dan letak titik berat setiap *link* juga secara otomatis dihasilkan. Untuk analisa kinematika, *block* yang masih harus ditambahkan adalah *block joint sensor* dan *joint actuator*, serta *block-block* dari *Simulink* yang dibuat untuk menghasilkan data bagi model.

### 4. KESIMPULAN

Integrasi antara *Matlab* dan *Solidworks* masih menunjukkan adanya keterbatasan, terutama dalam hal analisa kontak. Adapun demikian, melalui integrasi ini memungkinkan untuk melakukan analisa *inverse kinematics* pada sebuah manipulator robot. Simulasi gerakan kinematika ini memungkinkan bagi para designer untuk mencoba kemampuan kinematika dari rancangan sebelum dibuat prototipenya. Ini akan memudahkan dan memperpendek waktu rancang dari sebuah produk, khususnya yang melibatkan analisa kinematika.

### DAFTAR PUSTAKA

- [1] Clark, S., dan Lin, Y., J., "CAD Tool Integration for Robot Kinematics Design Assurance with Studies On PUMA Robots", *Industrial Robot: An International Journal*, Emerland Group Publishing Limited, 34/3, 2007, hal 240-248.
- [2] Jeong, J., W., dkk., "A Study On Simulation Model and Kinematic Model of Welding Robot", *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*, Vol. 55, Issue 1, International COSCO World Press, Nopember 2012, hal 66-73.
- [3] Spong, M.W., dan Vidyasagar M., *Robot Dynamics and Control*, John Wiley & Sons, New York, 1989.



## STUDI EKSPERIMEN PENGARUH *OVERHANG* PAHAT TERHADAP BATAS STABILITAS *CHATTER* DAN AKURASI DIMENSI BENDA KERJA PADA PROSES BUBUT DALAM (*INTERNAL TURNING*)

Akhmad Hafizh Ainur Rasyid<sup>1)</sup>, Suhardjono<sup>2)</sup>

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Industri, Institut Teknologi Sepuluh November<sup>1)</sup>

Guru Besar, Jurusan Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh November<sup>2)</sup>

Kampus ITS Keputih, Sukolilo, Surabaya, 6011, Indonesia

E-mail: hafizh62@ymail.com, 08563610056

Lab. Mesin Perkakas, Jurusan Teknik Mesin, FTI-ITS (suhardjono@me.its.ac.id)

### ABSTRAK

Mesin perkakas konvensional dan CNC terus dikembangkan untuk mencapai fungsi terbaiknya sesuai dengan fungsinya sebagai alat bantu industri manufaktur. Parameter pemesinan adalah faktor yang harus diketahui pengaruhnya pada proses pemesinan agar proses yang optimum bisa dilakukan. Parameter pemesinan yang optimum akan menghasilkan benda kerja yang diinginkan dengan baik dan cepat. Chatter adalah getaran yang timbul pada saat proses pemotongan berlangsung dimana amplitudonya naik tinggi secara tiba-tiba pada kedalaman pemotongan tertentu dan terjadi pada daerah tidak stabil. Chatter bisa terjadi jika pengaturan parameter pemesinan tidak sesuai, chatter mempengaruhi kualitas benda kerja yang dihasilkan, umur pahat dan bahkan lebih lanjut akan memperpendek umur pakai mesin.

Penelitian dilakukan pada material mild steel dengan memvariasikan panjang overhang pahat dan kedalaman potong dinaikkan dengan kelipatan 0.20 mm hingga terjadi chatter. Putaran spindle yang digunakan counter clockwise (ccw) dilihat dari head stock. Getaran sebagai respon dari proses diperoleh dari data getaran yang didapat dari seperangkat alat pengukur getaran yang sudah diolah terlebih dahulu.

Penelitian yang dilakukan menghasilkan kedalaman potong kritis pada overhang pahat 30 mm sebesar 4,45 mm, kedalaman potong kritis pada overhang pahat 40 mm sebesar 2,87 mm, kedalaman potong kritis pada overhang pahat 50;60 mm sebesar 2,88 mm, kedalaman potong kritis pada overhang pahat 70 mm sebesar 2,93 mm, kedalaman potong kritis pada overhang pahat 80;90 mm sebesar 2,06 mm, kedalaman potong kritis pada overhang pahat 100 mm sebesar 2,15 mm, kedalaman potong kritis pada overhang pahat 110 mm sebesar 1,96 mm, sedangkan akurasi dimensi benda kerja tidak dipengaruhi besarnya kedalaman potong.

**Kata kunci:** akurasi benda kerja, batas stabilitas chatter, bubut dalam (*internal turning*), kedalaman potong kritis, overhang pahat

### 1. PENDAHULUAN

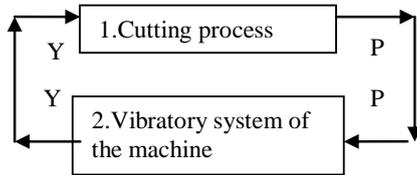
Indonesia merupakan Negara berkembang yang memiliki banyak industri di bidang manufaktur yang masih memanfaatkan mesin perkakas konvensional karena harga mesin perkakas CNC masih cukup tinggi dengan biaya perawatan dan operator yang mahal. Industri harus mampu menghasilkan produk dengan baik dan optimal sehingga mampu bersaing dengan industri lain meskipun masih menggunakan mesin perkakas konvensional, karena itu penelitian dilakukan untuk mendukung pengembangan mesin perkakas konvensional sesuai dengan kondisi Indonesia saat ini. Parameter pemesinan sangat mempengaruhi kualitas dan kuantitas produk, dengan pemilihan parameter pemesinan yang tepat maka produk yang dihasilkan akan optimal dan pemilihan parameter pemesinan yang tidak sesuai dapat menimbulkan efek negatif salahsatunya *chatter*. Penelitian pernah dilakukan dan dihasilkan diagram stabilitas untuk mengetahui terjadinya *chatter* (Koenigsberger dan Tlustý, 1970). *Chatter* merupakan respon yang tidak diinginkan selama proses pemotongan karena memberikan efek negative pada akurasi dimensi benda kerja, kualitas permukaan benda kerja, mempercepat umur pahat bahkan terjadi patah dini dan menurunkan efisiensi operasi pemotongan, sehingga berdampak pada biaya produksi yang tinggi (Xiao, dkk, 2002).

Penelitian selanjutnya dilakukan dengan menggunakan variasi geometri pahat pada kondisi pemotongan yang berbeda mengungkapkan bahwa dengan meningkatkan laju pemakanan (*feed rate*) akan menghasilkan penurunan tingkat kestabilan (mudah terjadi *chatter*) pada kecepatan potong rendah (Knight, 1972). Pengaruh kecepatan potong terhadap getaran dan perbandingan kekasaran permukaan sebelum dan sesudah terjadi *chatter* juga pernah diteliti dan disimpulkan bahwa pada putaran 155 rpm dan kecepatan potong  $V_c = 17.43$  m/min menghasilkan amplitudo getaran konstan hingga lebar geram mencapai 4.14 mm, tetapi pada saat lebar geram mencapai 4.35 mm terjadi loncatan amplitudo sebesar empat kali lipat (Suhardjono, 2009). Penelitian pada proses bubut dalam (*internal turning*) pernah dilakukan dengan variasi *boring bar material*, *boring bar geometry*, *cutting edge geometry*, *workpiece material* dan *cutting parameter*, penelitian mendapatkan hasil jika *bar material* dan diameter pahat, perbandingan *overhang* dengan *bar diameter* pahat, benda kerja dan *nose radius* pahat memiliki pengaruh terhadap kestabilan proses (Sortino, 2012). *Internal turning* merupakan proses bubut yang sering digunakan terutama pada benda kerja berupa pipa. *Internal turning* masih sangat jarang diteliti terbukti dengan minimnya jurnal penelitian yang membahas tentang *internal turning*, karena itu dirasa penting untuk dilakukan penelitian ini.

## 2. TINJAUAN PUSTAKA

### Chatter Pada Proses Bubut

*Chatter* adalah getaran yang timbul pada saat proses pemotongan berlangsung dimana amplitudonya naik tinggi secara tiba-tiba pada kedalaman potong tertentu dan terjadi pada daerah tidak stabil. *Chatter* terjadi jika pengaturan parameter permesinan tidak sesuai.

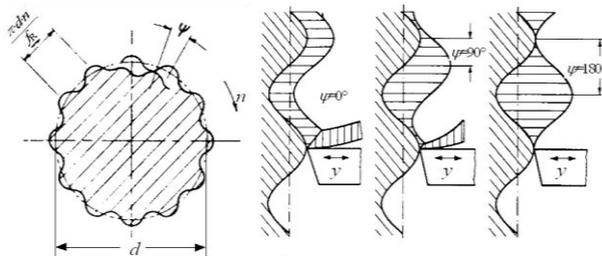


**Gambar 1.** Diagram Dasar *Chatter* (Koenigsberger dan Thusty, 1970)

Gambar 1 menunjukkan diagram tertutup dari proses pemotongan, proses pemotongan menimbulkan gaya potong ( $P$ ) yang menyebabkan getaran pada mesin, getaran pada mesin menyebabkan terjadinya getaran dengan amplitudo ( $Y$ ), terus menerus proses berjalan getaran yang timbul bisa menjadi semakin besar.

### Regenerative Chatter

*Chatter* terjadi karena beberapa hal, salah satu penyebab terjadinya *chatter* dikenal dengan istilah *regenerative chatter*. Berikut penjelasan mengenai *regenerative chatter*.

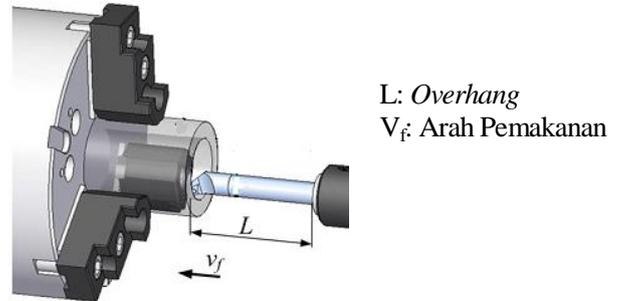


**Gambar 2.** Fluktuasi Tebal Geram Akibat Beda Fasa (Suhardjono, 2003)

Gambar 2. memperlihatkan proses pemotongan menghasilkan permukaan yang bergelombang dan proses pemotongan terus berlanjut. Awal proses pemotongan tidak terdapat perbedaan fasa antara gelombang permukaan dari proses pemotongan sebelumnya dengan proses pemotongan yang sedang berlangsung, beda fasa ( $\psi$ )  $0^\circ$ . Proses pemotongan terus berlanjut, terjadi perubahan fasa dari gelombang hasil pemotongan sebelumnya dengan proses pemotongan yang sedang berlangsung karena proses tidak stabil, beda fasa ( $\psi$ )  $90^\circ$ . Berubahnya fasa menyebabkan terjadinya perubahan tebal geram, dimana fluktuasi perubahan tebal geram memberikan gaya potong yang berubah-ubah. Proses pemotongan terus berlangsung menyebabkan fluktuasi gaya potong yang dihasilkan semakin besar, pada kondisi inilah yang akhirnya dapat menyebabkan terjadinya *chatter*. Fluktuasi gaya potong terbesar terjadi pada proses pemotongan dengan beda fasa  $\psi$   $180^\circ$ .

### Bubut Dalam (*Internal Turning*)

Bubut dalam (*internal turning*) digunakan pada proses pembuatan ulir dalam, sambungan pipa, pembuatan *single* silinder blok mesin dan sebagainya. Kedalaman potong pada proses bubut dalam (*internal turning*) dibatasi oleh panjang *overhang* pahat. Berikut gambar proses bubut dalam (*internal turning*):



**Gambar 3.** Bubut Dalam (*internal turning*) (Sortino, 2012)

Parameter pemesinan memiliki pengaruh terhadap proses pemotongan seperti yang sudah dijelaskan sebelumnya, adapun parameter pemesinan yang bisa dihitung pada proses bubut (Rochim, 1993) adalah sebagai berikut:

- Benda kerja :  $d_0$  = diameter mula (mm)  
 $d_m$  = diameter akhir (mm)
- Pahat :  $K_r$  = sudut potong utama ( $^\circ$ )  
 $\gamma_0$  = sudut geram ( $^\circ$ )
- Mesin bubut :  $a$  = kedalaman potong (mm)  
 $a = (d_0 - d_m) / 2$  (mm)..... (1)  
 $f$  = gerak makan (mm/ref)  
 $n$  = putaran spindle (r/min)

$$\text{Kecepatan potong } V = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000} \text{ (m/min)} \dots\dots\dots (2)$$

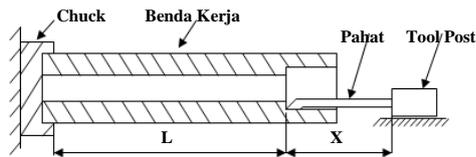
$$\text{Dimana } d = \text{diameter rata-rata} \dots\dots\dots (3)$$

$$\text{Kecepatan makan } v_f = f \cdot n \text{ (mm/min)} \dots\dots\dots (4)$$

$$\text{Lebar pemotongan } b = a / \sin K_r \text{ (mm)} \dots\dots\dots (5)$$

### Defleksi Pada Proses Bubut

Defleksi pada proses bubut mungkin terjadi baik pada benda kerja maupun pahat. Defleksi berhubungan dengan kekakuan dari material benda kerja, pahat dan jarak terhadap tumpuan. Proses bubut dalam (*internal turning*) benda kerja ditumpu oleh *chuck* saja sehingga memiliki kekakuan yang rendah. Pahat pada proses bubut dalam (*internal turning*) berbeda dengan pahat pada umumnya, karena pada proses pahat masuk kedalam benda kerja sehingga membutuhkan lengan yang cukup panjang, panjang lengan tersebut dikenal dengan istilah *overhang*, yaitu jarak antara ujung potong pahat dengan tumpuan *tool post*. Kedalaman benda kerja yang bisa diproses terbatas dari panjang *overhang* pahat yang mungkin digunakan, karenanya semakin panjang *overhang* semakin dalam pemakanan yang bisa dilakukan tetapi kekakuan dari sistem pahat menjadi turun. Skema bubut dalam ditunjukkan pada Gambar 2.4 berikut, dimana  $X$  adalah panjang *overhang* dan  $L$  adalah jarak gaya dengan tumpuan benda kerja.



Gambar 4. Skema Bubut Dalam (*internal turning*)

Secara rumusan (Koenigsberger dan Tlustý, 1970) defleksi pada batang bisa dihitung menggunakan rumus sebagai berikut:

$$X = \frac{Pl^3}{3EI} \dots\dots\dots(6)$$

Dengan:

X = Defleksi

P = Gaya

l = Panjang tumpuan dengan sumber gaya

E = Modulus elastisitas

I = Inersia

### Kekakuan Sistem

Defleksi berhubungan langsung dengan kekakuan sistem dan gaya yang bekerja pada sistem, semakin kaku sistem menunjukkan sistem lebih stabil karena sistem tersebut mampu menahan gaya yang lebih besar. Kekakuan sistem dibedakan menjadi dua, yaitu kekakuan statik dan dinamik. Rumus kekakuan ditunjukkan pada rumus berikut:

$$k = \frac{P}{x} \dots\dots\dots(7)$$

Dimana:

k = Kekakuan

p = Gaya

x = Defleksi

Analisa kekakuan yang terpenting adalah kekakuan dinamik, karena proses permesinan berjalan menimbulkan gaya yang bekerja berubah-ubah karena berbagai faktor, karena itu defleksi yang terjadi juga berubah-ubah. Rumus kekakuan dinamik dipengaruhi oleh frekuensi.

### 3. METODE PENELITIAN

#### Parameter Permesinan

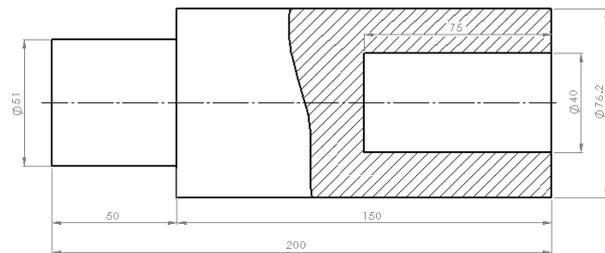
Variabel	Pengaturan
Benda kerja	Mild steel Ø luar 7.62mm, Ø dalam 40mm Panjang bebas pencekaman 150 mm Panjang pencekaman 50 mm.
Pahat potong	HSS, Kr 90°, sudut geram 5°
Putaran spindel	260 rpm
Feeding	0.045 mm/putaran
Kedalaman potong	0.20 mm
Overhang pahat	30mm, 40mm, 50mm, 70mm, 80mm, 90mm, 100mm, 110mm
Arah putaran spindel	Counter clock wise (ccw)
Kondisi pemotongan	Dry machining
Tipe proses bubut	Bubut dalam ( <i>internal turning</i> )
Mesin bubut	Emco Maximat V13

### Bahan dan Alat Penelitian

Bahan yang digunakan dalam penelitian adalah sebagai berikut:

#### 1. Benda kerja

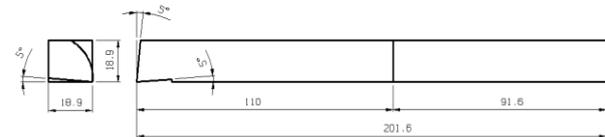
Material yang digunakan adalah *mild steel* Ø 3inch . Untuk bisa digunakan untuk proses pengambilan data benda kerja perlu diproses terlebih dahulu, berikut dimensi benda kerja yang akan digunakan didalam penelitian:



Gambar 5. Dimensi Benda Kerja

#### 2. Pahat

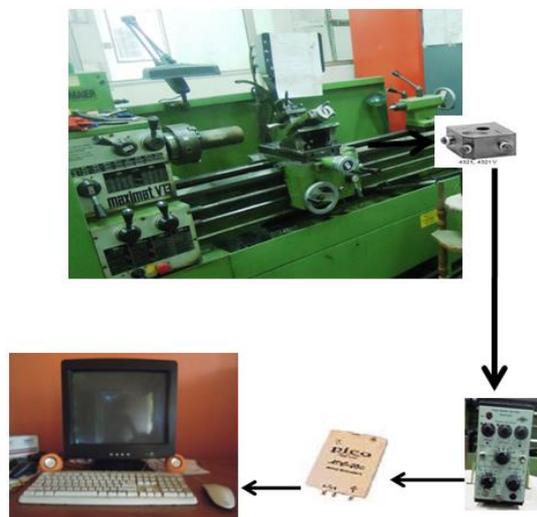
Pahat yang digunakan adalah pahat HSS dengan ukuran 3/4 x 3/4 x 8 inch. Pahat diasah menjadi pahat kiri sesuai putaran spindel ccw dengan geometri sudut potong utama 90°, sudut geram 5°, sudut bebas 5°. Pahat kemudian dibentuk menjadi pahat bubut dalam (*internal turning*). Berikut gambar dimensi pahat yang digunakan:



Gambar 6. Pahat Kiri Untuk Proses Bubut Dalam (*internal turning*)

### Set Up Penelitian

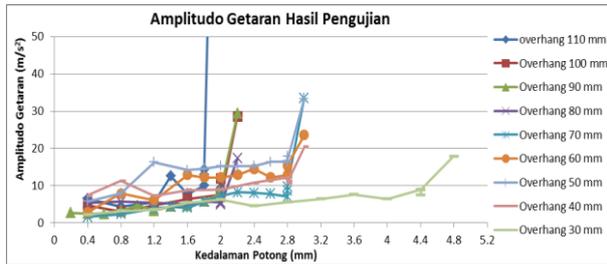
Seluruh alat dirangkai sesuai dengan fungsinya masing-masing. Data hasil penelitian yang akurat didapatkan dari rangkaian alat penelitian dan pengaturan yang benar. Berikut rangkaian alat pada penelitian:



Gambar 8. Set Up Alat Pengambilan Data

## 4. HASIL DAN PEMBAHASAN

### Uji Pemotongan



Gambar 7. Grafik Amplitudo Getaran Hasil Pengujian

Gambar 7. memperlihatkan hasil pengujian pengaruh *overhang* pahat terhadap amplitudo getaran sehingga didapatkan kedalaman potong kritis dari setiap parameter.

### Pembahasan

Data penelitian menunjukkan bahwa parameter pemessinan yang sudah ditentukan memiliki pengaruh terhadap respon berupa batas stabilitas *chatter* dan akurasi dimensi benda kerja.

#### Pengaruh Panjang *Overhang* Pahat

Panjang *overhang* pahat mempengaruhi batas stabilitas *chatter* seperti yang ditunjukkan pada hasil pengolahan data sebelumnya. Pengaruh panjang *overhang* pahat dari hasil penelitian ditunjukkan pada tabel 4.1 berikut ini:

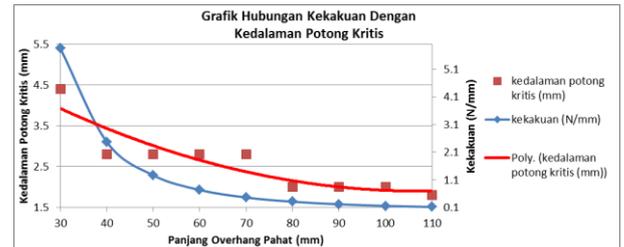
Tabel 1. Pengaruh Panjang *Overhang* Pahat Hasil Penelitian

<i>Overhang</i> (mm)	Kedalaman Potong Kritis (mm)	Amplitudo getaran ( $m/s^2$ )
30	4,45	9
40	2,87	10,8
50	2,88	16,4
60	2,88	15,47
70	2,93	9,81
80	2,06	10,5
90	2,06	9,7
100	2,15	12
110	1,96	14,3

Tabel 1. menunjukkan semakin panjang *overhang* pahat kedalaman potong kritis menurun. Pada *overhang* pahat 30 mm sebesar 4,45 mm, kedalaman potong kritis pada *overhang* pahat 40 mm sebesar 2,87 mm, kedalaman potong kritis pada *overhang* pahat 50 mm dan 60 mm sama besar yaitu 2,88 mm, kedalaman potong kritis pada *overhang* pahat 70 mm sebesar 2,93 mm, kedalaman potong kritis pada *overhang* pahat 80 mm dan 90 mm sebesar 2,06 mm, kedalaman potong kritis pada *overhang* pahat 100 mm sebesar 2,15 mm, kedalaman potong kritis pada *overhang* pahat 110 mm sebesar 1,96 mm. Hal ini dikarenakan semakin panjang *overhang* pahat maka kekakuan pahat menurun dan defleksi pahat yang terjadi pada saat proses pemotongan berlangsung menjadi besar sesuai dengan rumus (1).

Faktor yang mempengaruhi proses selain defleksi adalah faktor redaman yang dimiliki oleh sistem mesin, akan tetapi

pada penelitian kali ini tidak dibahas secara mendalam. Hubungan antara kekakuan dengan kedalaman potong kritis hasil penelitian ditunjukkan pada Gambar 8 berikut:



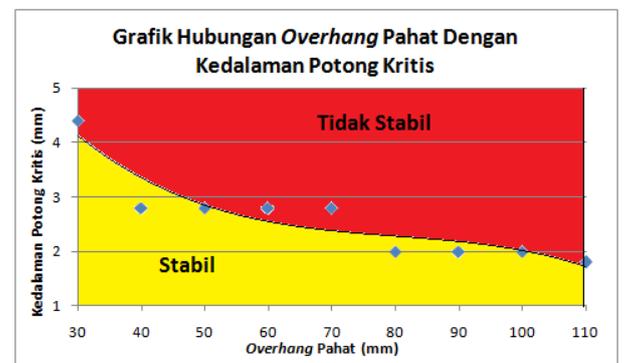
Gambar 8. Grafik Hubungan Kekakuan Dengan Kedalaman Potong Kritis

#### Pengaruh *Overhang* Pahat Terhadap Akurasi Benda Kerja

Ukuran benda kerja yang dihasilkan dari proses pemotongan harus sesuai dengan kedalaman potong yang digunakan, selisih pemakanan menunjukkan terjadinya error pada proses. Error bisa terjadi karena getaran pada proses yang menyebabkan pahat potong bergerak fluktuatif maupun karena *clearance* pada *cross slide*. Akurasi dimensi benda kerja pada penelitian menunjukkan kecenderungan bahwa akurasi dimensi benda kerja tidak dipengaruhi besarnya kedalaman potong.

#### Batas Stabilitas

Kedalaman potong kritis dari tiap parameter dibuat kedalam grafik sehingga diketahui daerah stabil dan tidak stabil.



Gambar 9. Grafik Batas Stabilitas *Chatter*

Gambar 9 menunjukkan batas daerah stabil yang didapatkan dari penelitian. Warna kuning merupakan daerah stabil dan warna merah merupakan daerah tidak stabil. Proses pemotongan pada bubut dalam (*internal turning*) sebaiknya dilakukan pada batas stabil.

## 5. KESIMPULAN DAN SARAN

### Kesimpulan

Data yang diperoleh dari penelitian dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut:

- *Overhang* pahat pada proses proses bubut dalam (*internal turning*) mempengaruhi kedalaman potong kritis (*alim*). Semakin panjang *overhang* maka kedalaman potong kritis



mengalami penurunan akan tetapi tidak *linear*. Kedalaman potong kritis pada *overhang* pahat 30 mm sebesar 4,45 mm, kedalaman potong kritis pada *overhang* pahat 40 mm sebesar 2,87 mm, kedalaman potong kritis pada *overhang* pahat 50;60 mm sebesar 2,88 mm, kedalaman potong kritis pada *overhang* pahat 70 mm sebesar 2,93 mm, kedalaman potong kritis pada *overhang* pahat 80;90 mm sebesar 2,06 mm, kedalaman potong kritis pada *overhang* pahat 100 mm sebesar 2,15 mm, kedalaman potong kritis pada *overhang* pahat 110 mm sebesar 1,96 mm.

- Akurasi dimensi benda kerja pada penelitian menunjukkan kecenderungan bahwa akurasi dimensi benda kerja tidak dipengaruhi besarnya kedalaman potong.

### Saran

Penelitian yang telah dilakukan masih jauh dari sempurna, kedepannya masih banyak hal yang bisa diteliti lebih lanjut. Saran yang bisa diberikan untuk penelitian kedepannya antara lain:

- Dibuat alat bantu agar proses pemesinan lebih stabil sehingga dengan parameter pemesinan yang sama bisa diperoleh kedalaman potong kritis yang lebih besar.
- Penelitian dilakukan dengan pendekatan simulasi sehingga data daerah stabil dengan berbagai parameter pemesinan bisa didapatkan.
- Pengambilan data dilakukan pada kondisi proses yang sama, baik kondisi alat maupun bahan agar diperoleh data yang baik karena getaran merupakan respon yang sensitif.

### DAFTAR PUSTAKA

- [1] Knight, W., (1971), *Chatter In turning : Some Effect Of Tool Geometry And Cutting Condition*, Pergamon Press 1972.
- [2] Koenigsberger dan Tlustý, (1970), *Machine Tool Structures*, 1<sup>st</sup> edition, Pergamon Press Ltd, Headington Hill Hall, Oxford.
- [3] Rochim, T. (1993), *Proses Pemesinan*, Institut Teknologi Bandung, Bandung.
- [4] Sortino, M., Totis, G., Prospero, F. (2012), "Development Of A Partial Model For Selection Of Stable Tooling System Configuration In Internal Turning", *International Journal Of Machine Tools & Manufacture*, No.61, hal. 58-70.
- [5] Suhardjono. (2003), *Pengaruh Sudut Potong Utama terhadap Getaran dan Kekasaran Permukaan Hasil Proses Bubut dengan Pencekaman Chuck Tanpa Penumpu Tailstock*, The International Conference on Fluid Thermal Energy Conversion (FTEC) 2003.
- [6] Suhardjono. (2009), *Analisis Pengaruh Kecepatan Potong Terhadap Getaran dan Kekasaran Hasil Proses Bubut Untuk Benda Kerja Yang Dicekam Chuck Tanpa Tailstock*.
- [7] Xiao, M., Karube, S., Soutome, T., Sato, K. Analysis Of Chatter Suppression In Vibration Cutting, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, Vol. 42, hal. 1677–1685.



## SIMULASI MODAL DAN HARMONIC RESPONSE ANALYSIS UNTUK MEMPREDIKSI PENGARUH STIFFENER TERHADAP PENINGKATAN KEKAKUAN BENDA KERJA

Oegik Soegihardjo<sup>1)</sup>, Suhardjono<sup>2)</sup>, Bambang Pramujati<sup>3)</sup>, Agus Sigit Pramono<sup>4)</sup>

Pascasarjana Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya<sup>1,2,3,4)</sup>  
Kampus ITS, Keputih, Sukolilo – Surabaya 60111. Indonesia<sup>1,2,3,4)</sup>

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Universitas Kristen Petra<sup>1)</sup>  
Jalan. Siwalankerto 121-131, Surabaya 60236. Indonesia<sup>1)</sup>

Phone: 0062-31-2983465, Fax: 0062-31-8417658<sup>1)</sup>

E-mail : oegiks@peter.petra.ac.id<sup>1)</sup>, suhardjono@me.its.ac.id<sup>2)</sup>, pramujati@me.its.ac.id<sup>3)</sup>, pramono@me.its.ac.id<sup>4)</sup>

### ABSTRAK

Peningkatan kekakuan benda kerja akan meningkatkan batas kestabilan benda kerja terhadap terjadinya chatter. Dengan meningkatnya kekakuan benda kerja, parameter pemesinan seperti putaran spindle dan kedalaman pemotongan dapat dinaikkan guna meningkatkan produktifitas proses pemesinan. Penggunaan stiffener merupakan cara sederhana untuk meningkatkan kekakuan benda kerja, dan cocok diterapkan untuk benda kerja yang berongga dan ber dinding tipis. Simulasi merupakan alat bantu (tool) yang bermanfaat dalam perancangan, untuk memprediksi karakteristik sistem yang sedang dikaji. Simulasi modal dan harmonic response analysis bertujuan memprediksi karakteristik dinamik dari model benda kerja-stiffener. Dari simulasi diperoleh harga frekuensi pribadi (natural frequency), modus getar (mode shape) dan compliance dari model benda kerja-stiffener. Paper ini menyajikan simulasi untuk benda kerja tanpa stiffener, benda kerja dengan stiffener kayu sengon, kayu sono dan kayu jati. Benda kerja mempunyai dimensi panjang 400 mm, lebar 200 mm dan tinggi 150 mm dengan ketebalan 9 mm. Stiffener mempunyai dimensi panjang 182 mm, lebar 60 mm dan tinggi 40 mm. Hasil simulasi diverifikasi berdasarkan hasil eksperimen yang sudah dilakukan sebelumnya. Hasil simulasi menunjukkan kecenderungan/trend yang tidak jauh berbeda dengan hasil eksperimen. Dengan demikian simulasi modal dan harmonic response analysis dapat digunakan sebagai langkah awal (preliminary study) untuk mempelajari karakteristik dinamik benda kerja-stiffener.

**Kata kunci:** karakteristik dinamik, stiffener, chatter, kekakuan.

### 1. PENDAHULUAN

Pada proses dengan mesin perkakas, chatter masih menjadi salah satu kendala yang membatasi produktivitas dan menyebabkan rendahnya kualitas permukaan benda kerja, serta menurunnya umur pahat. Dalam kajian serta evaluasi tentang berbagai upaya yang telah dilakukan untuk mereduksi chatter yang dilakukan oleh Siddhpura [1] maupun Quintana [2], menunjukkan bahwa chatter masih belum bisa diatasi sepenuhnya. Berbagai upaya terus dilakukan untuk meningkatkan stabilitas proses pemesinan, baik dengan meningkatkan kekakuan struktur mesin perkakas, meningkatkan kekakuan pahat maupun kekakuan benda kerja.

Upaya mereduksi chatter dengan meningkatkan kekakuan struktur mesin milling vertikal dilakukan oleh Hung [3] dengan menggunakan *preloaded ball bearing* pada *linear guide*. Upaya ini cukup baik dan bermanfaat untuk diterapkan pada perancangan mesin baru, walaupun mungkin agak mahal bila diterapkan pada mesin yang sudah ada (mengganti *bearing* yang ada dengan *preloaded bearing*).

Catania [4] melakukan eksperimen untuk menunjukkan bahwa pahat dengan *tool holder* pendek, batas kestabilan terhadap chatter meningkat. Walaupun proses pemotongan disarankan memakai *tool holder* pendek, di dalam praktek sebagian proses pemesinan dilakukan dengan *tool holder* panjang untuk menjangkau posisi pemotongan di dinding bagian dalam benda kerja.

Choudhury [5] membuat *non-uniform insert pitch* (sudut antar mata yang berbeda pada *holder* pahat *insert*) pada pahat

untuk *face milling* sebagai upaya mereduksi chatter. Pada pahat dengan *insert pitch* yang berbeda (*non uniform pitch*), batas kestabilan terhadap chatter memang meningkat dibandingkan dengan pahat dengan *pitch* sama (*uniform pitch*). Cara ini baik untuk mereduksi chatter, walaupun kurang praktis diterapkan di lapangan, karena *holder* pahat dengan *non uniform pitch* perlu dipesan secara khusus. Di samping itu, untuk kondisi pemotongan yang berbeda besaran *non-uniform insert pitch* juga berbeda.

Paper ini menyajikan simulasi penggunaan *stiffener* untuk meningkatkan batas kestabilan terhadap chatter. Dari sisi praktis, penggunaan *stiffener* mudah diterapkan di lapangan, terutama untuk benda kerja berongga yang ber dinding tipis. Koenigsberger [6] menguraikan manfaat penggunaan *stiffener* untuk meningkatkan kekakuan struktur kolom mesin perkakas. Bila fenomena yang ingin dipelajari bisa dimodelkan dengan baik, simulasi merupakan cara yang efektif untuk memprediksi efek penggunaan *stiffener* terhadap kekakuan benda kerja. Simulasi yang sebelumnya dilakukan oleh Soegihardjo [7] dan diverifikasi berdasarkan eksperimen yang dilakukan oleh Utoro [8], menunjukkan bahwa hasil simulasi menunjukkan trend yang sejalan dengan hasil eksperimen.

### Teori Tlusty-Polacek [6,7]

Pada proses permesinan, chatter timbul sebagai akibat efek regeneratif. Pahat memotong permukaan benda kerja yang bergelombang  $y(t)$  yang diakibatkan oleh proses



pemotongan sebelumnya  $y_o(t)$ . Sebagai akibatnya, maka tebal geram akan bervariasi yang menyebabkan perubahan gaya potong  $p(t)$  sebagaimana dinyatakan pada rumus berikut.

$$p(t) = -b \cdot r \cdot [y(t) - y_o(t)] \dots\dots\dots (1)$$

di mana  $b$  adalah lebar geram dan  $r$  adalah koefisien kestabilan yang besarnya tergantung pada proses pemotongan.

Teori Tlusty-Polacek mengasumsikan bahwa koefisien kestabilan  $r$  adalah konstan, dan getaran bersifat harmonik sehingga berlaku,

$$\begin{aligned} p(t) &= \hat{p} \cdot e^{i\omega t} \\ y(t) &= \hat{y} \cdot e^{i\omega t} \dots\dots\dots (2) \\ y_o(t) &= \hat{y}_o \cdot e^{i\omega t} \end{aligned}$$

Substitusi persamaan (2) ke persamaan (1) menghasilkan

$$\hat{p} = -b \cdot r (\hat{y} - \hat{y}_o) \dots\dots\dots (3)$$

Ditinjau dari sistem getaran mesin perkakas dengan fungsi transfer  $H(i\omega)$ , maka

$$H(i\omega) = \frac{Y(i\omega)}{P(i\omega)} \quad \text{atau}$$

$$\frac{Y(i\omega)}{H(i\omega)} = P(i\omega) \dots\dots\dots (4)$$

Substitusi persamaan (3) ke dalam persamaan (4) dan menyusun ulang persamaan yang dihasilkan, diperoleh

$$\xi = \frac{\hat{y}_o}{y} = \frac{\frac{1}{b \cdot r} + H_g(i\omega)}{H_g(i\omega)} \dots\dots\dots (5)$$

Persamaan (5) merupakan *closed-loop system* dari *self-excited vibrations* [6], di mana  $H_g(i\omega) = d \cdot H(i\omega)$  dengan  $d$  adalah faktor arah.

Parameter  $\xi = \frac{\hat{y}_o}{y}$  merupakan perbandingan amplitudo. Batas kestabilan dicapai bila

$$|\xi| = \left| \frac{\hat{y}_o}{y} \right| = \left| \frac{\frac{1}{b \cdot r} + H_g(i\omega)}{H_g(i\omega)} \right| = 1 \dots\dots\dots (6)$$

Fungsi transfer  $H_g(i\omega) = d \cdot H(i\omega)$  mempunyai komponen riil dan imajiner. Karena harga imajiner pembilang dan penyebut persamaan (6) sama, maka persamaan (6) hanya ditentukan oleh harga riil saja, dan dinyatakan sebagai,

$$|\xi| = \left| \frac{\hat{y}_o}{y} \right| = \left| \frac{\frac{1}{b \cdot r} + H_{gr}(i\omega)}{H_{gr}(i\omega)} \right| = 1 \dots\dots\dots (7)$$

Karena  $|\xi| = 1$  maka  $\xi$  mempunyai harga 1 dan -1. Untuk harga  $\xi = -1$  maka solusi persamaan (7) adalah,

$$\frac{1}{b \cdot r} = -2 \cdot H_{gr}(i\omega) \dots\dots\dots (8)$$

Dengan mengatur ulang persamaan (8) maka batas lebar geram kritis, yaitu lebar geram pada batas stabilitas pemotongan adalah sebesar,

$$b_{lim} = \frac{1}{-2 \cdot r \cdot H_{gr}(i\omega)} \dots\dots\dots (9)$$

**Compliance dan kekakuan dinamik**

*Compliance* merupakan merupakan rasio antara perpindahan (X) dengan gaya (P) dalam fungsi frekuensi. Semakin besar harga *compliance* mengindikasikan semakin besarnya ketidak kakuan dari sebuah struktur. *Compliance* dirumuskan dalam bentuk [6, 7],

$$Compliance = \frac{X}{P}(f) \dots\dots\dots (10)$$

Kekakuan dinamik merupakan rasio antara gaya (P) dengan perpindahan (X) dalam fungsi frekuensi, dan dirumuskan dalam bentuk [6, 7],

$$K_{dyn} = \frac{P}{X}(f) \dots\dots\dots (11)$$

Jika sebuah sistem memiliki nilai kekakuan dinamik semakin besar, maka sistem tersebut semakin kaku. Untuk sistem yang semakin kaku, batas kestabilan terhadap *chatter* semakin meningkat.

**Modus getar**

Zaveri [9] menyatakan bahwa modus getar (*mode shape*) merupakan rasio dari amplitudo gerakan dari berbagai titik dalam sebuah struktur pada saat struktur dieksitasi pada frekuensi naturalnya (frekuensi pribadi). Dengan demikian modus getar menunjukkan pola deformasi dari suatu struktur untuk setiap frekuensi naturalnya. Lebih jauh Zaveri [9] menjelaskan dengan asumsi gerakan harmonik, maka untuk sistem getaran tidak teredam dengan 2 derajat kebebasan (2 *degree of freedom (DOF) undamped vibration system*), di

mana  $\ddot{y}_i = -\lambda_i y_i$  dan  $\lambda_i = \omega^2$ , dengan  $\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$ , maka persamaan aljabar simultan dalam  $u_i$  dapat dinyatakan sebagai,

$$[[m]^{-1}[k] - \lambda[1]] \{u\} = 0 \dots\dots\dots (12)$$

Persamaan karakteristik untuk sistem dengan 2 derajat kebebasan untuk sistem getaran tidak teredam (*undamped vibration system*) ditunjukkan dalam persamaan (13),

$$[[m]^{-1}[k] - \lambda[1]] = 0 \dots\dots\dots (13)$$

Persamaan (13) dapat dikembangkan dan ditulis sebagaimana persamaan berikut,

$$\lambda^n + a_1 \lambda^{n-1} + a_2 \lambda^{n-2} + a_3 \lambda^{n-3} + \dots + a_n = 0 \dots\dots (14)$$

Persamaan (14) merupakan polinomial dalam  $\lambda$  untuk sistem dengan  $n$  derajat kebebasan (*n degree of freedom system*). Nilai-nilai akar  $\lambda_i$  dari persamaan karakteristik disebut *eigenvalues*. Frekuensi natural dari sistem getaran tidak teredam dapat ditentukan dari rumus  $\lambda_i = \omega^2$ . Dengan mensubstitusikan  $\lambda_i$  ke dalam persamaan (12) maka modus getar untuk setiap frekuensi natural  $\{u_i\}$  untuk suatu struktur dapat diperoleh.

**2. METODOLOGI**

Dalam simulasi dengan metode elemen hingga (FEM) menggunakan *software Ansys*, prosedur umum analisis yang dilakukan dalam paper ini adalah sebagai berikut [10],

- a. *PRE-PROCESSING*, meliputi:
  - *Element type definition*,
  - *Material properties definition*
  - *modeling and meshing*
- b. *SOLUTION*, meliputi:
  - *Apply boundary condition*
  - *Apply load*
  - *Define the type of analysis: (1) Modal Analysis and (2) Harmonic Response Analysis.*
  - *Solve for result*
- c. *POST-PROCESSING*
  - *Read the result summary (Modal and Harmonic Response Analysis)*
  - *Plot the calculated result of the modes of vibration*
  - *Plot the displacement of each mode of vibration*
  - *Plot compliance for the natural frequency*
  - *Plot frequency response function.*

Dalam simulasi ini, *properties* material dari benda kerja

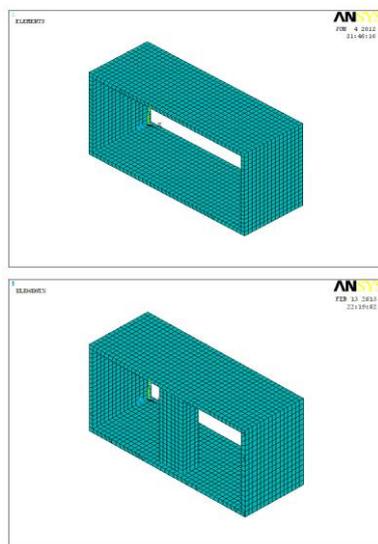
berbentuk kotak berupa *cast iron alloys* dengan modulus elastisitas 170 GPa, *density* 7800 kg/m<sup>3</sup>, *Poisson's ratio* 0,30. *Properties material stiffener* berupa kayu (*wood*) diambil berdasarkan data yang disajikan Moaveni [9].

Model kontak antara dinding benda kerja dengan *stiffener* dimodelkan sebagai *surface to surface contact areas*. Model kontak *surface to surface contact areas* lebih tepat untuk memodelkan kondisi yang sebenarnya bila dibandingkan dengan *body to body (volume) contact* yang dilakukan dalam simulasi sebelumnya [7]. *Body to body (volume) contact* memberikan hasil kekakuan dinamik yang lebih tinggi dibandingkan dengan *surface to surface contact areas*. Dalam simulasi untuk merepresentasikan kontak antara benda kerja dengan *stiffener*, mensyaratkan adanya *target* dan *contact* yang harus ditentukan. Benda kerja (yang lebih kaku) dipilih sebagai *target* sedangkan *stiffener* (yang kurang kaku) dipilih sebagai *contact*. Kontak antara benda kerja dan *stiffener* disimulasi melalui *contact pair* dengan parameter yang bisa dipilih dalam *contact wizard* di *software Ansys*.

Dua jenis analisis dipilih dalam simulasi yang disajikan di paper ini. Analisis yang pertama adalah *modal analysis*, dengan *number of modes* (modus getar) *to extract* = 5, pada rentang frekuensi 0 – 2000 Hz. Sedangkan analisis kedua berupa *harmonic response analysis* untuk mendapatkan kurva *compliance* maupun kurva *frequency response function* dari benda kerja dan *stiffener*. Beban sebesar 25 N bekerja ke arah sumbu Y negatif. Arah gaya ini dipilih karena disesuaikan dengan arah gaya eksitasi yang diberikan pada saat eksperimen [8].

Dimensi benda kerja dalam simulasi adalah: panjang 400 mm, lebar 200 mm, tinggi 150 mm, tebal dinding 9 mm. Dimensi *stiffener* dalam simulasi adalah: panjang 182 mm, lebar 60 mm, tinggi 40 mm. Dalam simulasi, dimensi model benda kerja maupun *stiffener* dibuat dengan skala 1:1 (sesuai dengan ukuran benda kerja dan *stiffener* sebenarnya). *Stiffener* diletakkan sekitar 10 mm dari permukaan benda kerja.

Gambar 1 adalah model benda kerja tanpa *stiffener* (kiri) dan model benda kerja dengan posisi *stiffener* terpasang di benda kerja (kanan).



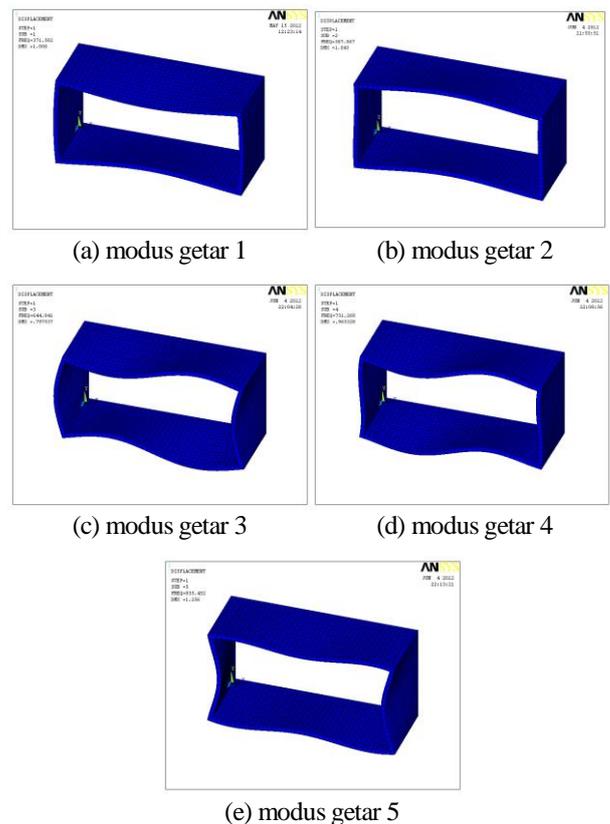
**Gambar 1.** Model benda kerja tanpa *stiffener* (kiri) dan model benda kerja dengan posisi *stiffener* terpasang di benda kerja (kanan).

### 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Tabel 1 adalah perbandingan frekuensi natural hasil simulasi *modal analysis* dan eksperimen. Dalam simulasi *modal analysis*, diambil 5 modus getar baik untuk benda kerja tanpa *stiffener* maupun benda kerja dengan *stiffener*. Lima modus getar (*mode shape*) untuk benda kerja tanpa *stiffener* hasil simulasi *modal analysis* ditunjukkan di Gambar 2. Tingkat kerapatan *meshing* model benda kerja maupun *stiffener* berpengaruh terhadap hasil simulasi. Untuk nilai modulus elastisitas yang sama, ukuran *meshing* yang kasar cenderung menghasilkan kekakuan yang lebih tinggi. Frekuensi hasil simulasi menunjukkan hasil yang tidak jauh berbeda dengan hasil eksperimen. Rentang perbedaan paling besar terhadap hasil eksperimen terjadi pada simulasi dengan *stiffener* kayu jati sebesar 2.7%.

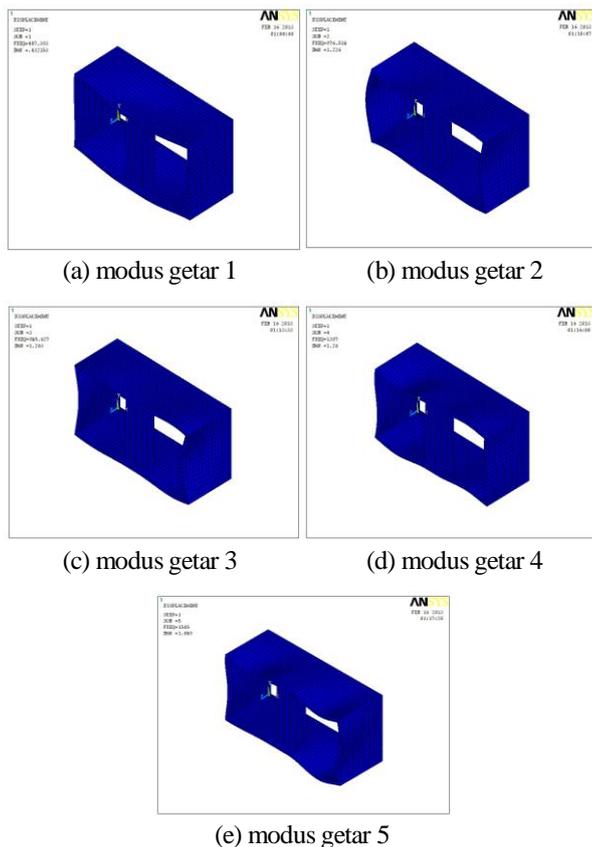
**Tabel 1.** Frekuensi Hasil Simulasi dan Eksperimen [8].

<i>Stiffener</i>	Frekuensi (Hz)		Perbedaan Hasil Simulasi & Eksperimen (%)
	Simulasi	Eksperimen	
Kosong	371,58	370	0,4
Kayu Sengon	407,39	408	0,1
Kayu Sono	420,58	418	0,6
Kayu Jati	433,52	422	2,7



**Gambar 2.** Modus getar benda kerja tanpa *stiffener*

Gambar 3 merupakan lima modus getar benda kerja dengan *stiffener* kayu sengon. Modus getar benda kerja ini didapatkan melalui simulasi *modal analysis*. Modus getar benda kerja dengan *stiffener* kayu sono, kayu sengon maupun kayu jati menunjukkan kesesuaian dengan modus getar benda kerja tanpa *stiffener*.



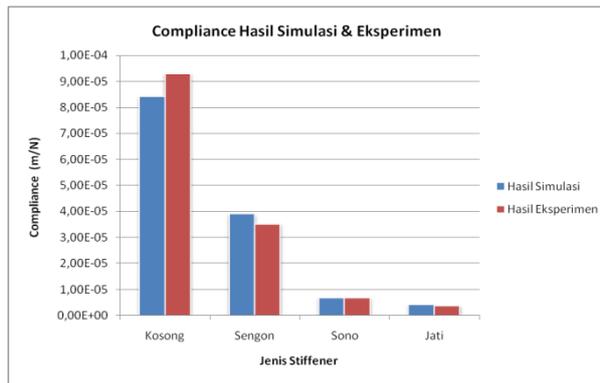
**Gambar 3.** Modus getar benda kerja dengan *stiffener* kayu sengon

Harga *compliance* hasil simulasi diperoleh melalui kurva *absolute compliance* yang tercantum di Gambar 6. Kurva *absolute compliance* merupakan hasil simulasi menggunakan *harmonic response analysis*. Nilai *compliance* dicantumkan pada Tabel 2 dan di plot dalam Gambar 4. *Compliance* menunjukkan ketidak kakuan benda kerja, di mana makin besar nilai *compliance* berarti benda kerja semakin kurang kaku. Nilai *compliance* terbesar adalah untuk benda kerja tanpa *stiffener* dan berturut-turut semakin kecil untuk benda kerja dengan *stiffener* kayu sengon, kayu sono dan kayu jati.

**Tabel 2.** *Compliance* Hasil Simulasi dan Eksperimen [8].

<i>Stiffener</i>	<i>Compliance</i> (m/N)		Perbedaan Hasil Simulasi & Eksperimen (%)
	Simulasi	Eksperimen	
Kosong	8,41e-05	9,30e-05	9,6
Kayu Sengon	3,90e-05	3,52e-05	10,8
Kayu Sono	6,81e-06	6,89e-06	1,2
Kayu Jati	4,14e-06	3,78e-06	9,5

Kekakuan dinamik benda kerja tanpa *stiffener* maupun dengan *stiffener* ditabulasikan di Tabel 3 dan di plot di Gambar 5. Rentang perbedaan terbesar hasil simulasi dan eksperimen untuk *compliance* dan kekakuan dinamik terjadi pada simulasi *stiffener* kayu sengon sebesar 10,8%. Simulasi penambahan *stiffener* pada benda kerja (Tabel 3 dan Gambar 4) menunjukkan bahwa penambahan *stiffener* meningkatkan kekakuan dinamik benda. Peningkatan kekakuan dinamik terbesar diperoleh dari *stiffener* kayu jati.



**Gambar 4.** Kurva *compliance* hasil simulasi & eksperimen [8] untuk benda kerja tanpa dan dengan 3 jenis *stiffener*

**Tabel 3.** Kekakuan dinamik Hasil Simulasi dan Eksperimen [8].

<i>Stiffener</i>	Kekakuan Dinamik (N/m)		Perbedaan Hasil Simulasi & Eksperimen (%)
	Simulasi	Eksperimen	
Kosong	11890,61	10758,47	9,6
Kayu Sengon	25641,03	28373,90	10,8
Kayu Sono	146842,88	145095,76	1,2
Kayu Jati	241545,89	264644,99	9,5



**Gambar 5.** Kurva kekakuan dinamik hasil simulasi & eksperimen [8] untuk benda kerja tanpa dan dengan 3 jenis *stiffener*.

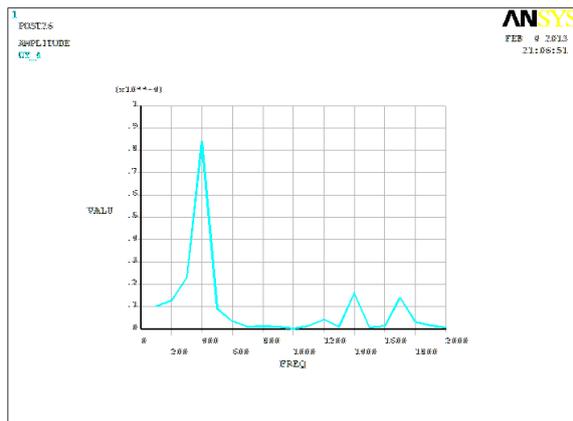
Hasil simulasi menunjukkan dengan penambahan *stiffener* kayu jati meningkatkan kekakuan benda kerja sebesar 20 kali, bila dibandingkan dengan kekakuan benda kerja tanpa *stiffener*. Peningkatan kekakuan dinamik benda kerja menggunakan kayu sengon dan kayu sono, berturut-turut adalah 2,2 kali dan 12,4 kali.

Peningkatan kekakuan dinamik benda kerja (hasil eksperimen) dengan *stiffener* kayu sengon, kayu sono dan kayu jati, berturut-turut adalah 2,64 kali, 13,5 kali dan 24,6 kali. Walaupun secara numerik hasil simulasi berbeda dengan hasil eksperimen, namun trend hasil simulasi sudah menunjukkan trend yang sesuai dengan hasil eksperimen.

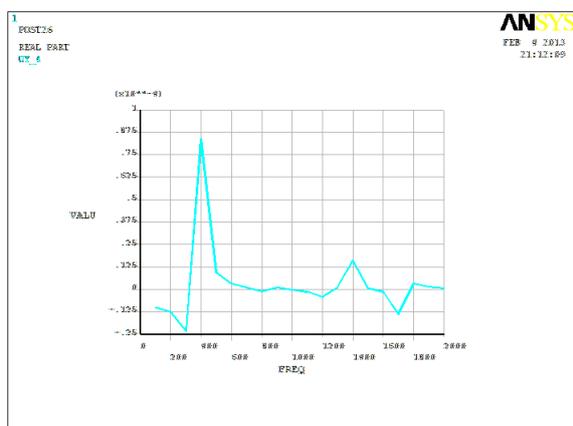
Penyebab potensial yang menyebabkan perbedaan hasil simulasi dan eksperimen antara lain adalah idealisasi kondisi dalam simulasi, berupa pemilihan harga-harga parameter untuk simulasi yang tidak sepenuhnya menggambarkan kondisi sebenarnya. Posisi *node* yang dipilih untuk menentukan harga *compliance* juga mempengaruhi besarnya harga

kekakuan benda kerja. Dua posisi *node* yang berdekatan bisa menghasilkan harga *compliance* yang berbeda.

Parameter untuk mensimulasikan kontak antara *stiffener* dengan benda kerja (*surface to surface contact areas*) juga mempengaruhi besarnya frekuensi natural (*natural frequency*) maupun *compliance*. Nilai *penalty stiffness* diambil sebesar 1 agar tidak terjadi *artifical mode of vibration* pada kontak antara benda kerja dan *stiffener*, yang bisa mempengaruhi *compliance*. Nilai *penalty stiffness* sebesar 1 atau lebih besar, adalah nilai yang disarankan agar hasilnya konvergen. Gambar 6 adalah kurva *absolute compliance* dan *real part compliance* benda kerja tanpa *stiffener*, yang diperoleh melalui simulasi *harmonic response analysis*.



(a)



(b)

**Gambar 6.** Kurva *absolute compliance* (a) dan kurva *real part compliance* (b) benda kerja tanpa *stiffener*

Simulasi *modal analysis* dan *harmonic response analysis* yang sudah dilakukan, dengan hasil dan trend yang tidak jauh berbeda dengan hasil eksperimen bisa menjadi alternatif kajian pendahuluan untuk mempelajari pengaruh penggunaan *stiffener* terhadap kekakuan dinamik benda kerja. Untuk menjamin agar simulasi dapat merepresentasikan kondisi aktual dengan baik, pemodelan benda kerja-*stiffener* yang dibuat, serta berbagai parameter yang dipilih untuk keperluan simulasi harus dipilih dengan hati-hati.

#### 4. KESIMPULAN

Simulasi *modal* dan *harmonic response analysis*, bila disertai dengan pemodelan yang sedekat mungkin merepresentasikan kondisi aktual yang ingin dipelajari, dapat digunakan sebagai kajian awal untuk melakukan analisis pengaruh penggunaan *stiffener* terhadap kekakuan dinamik benda kerja.

Hasil simulasi penggunaan *stiffener* kayu sengon, kayu sono dan kayu jati, berturut-turut meningkatkan kekakuan dinamik benda kerja sebesar 2,2 kali, 12,4 kali dan 20 kali bila dibandingkan dengan kekakuan dinamik benda kerja tanpa *stiffener*. Hasil simulasi ini memberikan trend yang sejalan/sesuai dengan hasil eksperimen.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] Siddhpura, M. and Paurobally, R., A Review of Chatter Vibration Research in Turning., International Journal of Machine Tools & Manufacture Vol. 61, p 27-47, 2012.
- [2] Quintana, G. and Ciurana, G., Chatter in Machining Process: A Review., International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2011.
- [3] Hung, J.P., et. al., Finite Element Prediction on the Machining Stability of Milling Machine with Experimental Verification., World Academy of Science, Engineering and Technology, Vol. 72, 2010.
- [4] Catania, G. and Mancinelli, N., Theoretical-experimental modeling of milling machines for the prediction of chatter vibration., International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2011.
- [5] Choudhury, S.K., and Mathew, J., Investigations of the Effect of Non-uniform Insert Pitch on Vibration During Face Milling., International Journal of Machine Tools & Manufacturing, Vol. 35, No. 10. Pp 1435-1444, 1995.
- [6] Koenigsberger, F. and Thusty, J., Machine Tool Structures., Volume 1, 1<sup>st</sup> edition, Pergamon Press Ltd, 1970.
- [7] Soegihardjo, O., et. al., "Upaya Menghindari Chatter pada Proses Face Milling dengan Penambahan Stiffener pada Benda Kerja Berbentuk Kotak", Prosiding Seminar Nasional Teknik Mesin 7, Surabaya, Indonesia, 2012.
- [8] Utoro, J., "Studi Ekperimental Pengaruh Penggunaan Berbagai Material Stiffener Terhadap Chatter pada Proses Mengefreis Tegak untuk Benda Kerja berbentuk Kotak", Tugas Akhir, Jurusan Teknik Mesin, FTI Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya, 2006.
- [9] Zaveri, K., Modal Analysis of Large Structures – Multiple Exciter Systems, 1<sup>st</sup> edition, 2<sup>nd</sup> print., Bruel & Kjaer, November 1984.
- [10] Moaveni, S., Finite Element Analysis: Theory and Application with Ansys., 2<sup>nd</sup> edition, International Edition, Prentice Hall, Pearson Education International, Upper Saddle River, New Jersey, 2003.

## STUDI EKSPERIMENTAL USAHA PENINGKATAN STABILITAS DENGAN BEBERAPA METODE UNTUK PROSES BUBUT EKSTERNAL PIPA BAJA

Semuel Boron<sup>1)</sup>, Suhardjono<sup>2)</sup>

Program Studi Sistem Manufaktur, Jurusan Teknik Mesin FTI – ITS<sup>1)</sup>  
Laboratorium Mesin Perkakas Jurusan Teknik Mesin, FTI Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya<sup>2)</sup>  
Kampus ITS Keputih Sukolilo Surabaya 60111 Jawa Timur Indonesia<sup>1,2)</sup>  
E-mail: semuel.boron@yahoo.com<sup>1)</sup>, suhardjono@me.its.ac.id<sup>2)</sup>

### ABSTRAK

*Chatter adalah getaran pada saat proses pemotongan berlangsung dimana amplitudonya naik secara eksponensial pada kedalaman pemotongan tertentu dan terjadi pada daerah tidak stabil [2]. Terjadinya chatter pada proses bubut mempengaruhi kualitas permukaan benda kerja. Oleh karena itu, chatter harus dihindari selama proses pemotongan berlangsung [1]. Penelitian ini, mengkaji usaha peningkatan stabilitas dengan beberapa metode yang diterapkan pada proses bubut eksternal pipa baja. Metode pertama adalah variasi pengisian pasir dan metode kedua variasi pencekaman. Pemotongan benda kerja berdiameter 88.9 mm menggunakan pahat HSS dengan sudut  $Kr = 45^\circ$ , sedangkan putaran spindel ( $n = 320 \text{ rpm}$ ) dan gerak makan ( $f = 0.09 \text{ mm/put}$ ). Pengujian pemotongan pipa baja dimulai dari kedalaman potong 0.25 mm dan dinaikkan bertahap hingga terjadi chatter. Hasil penelitian memperlihatkan bahwa volume pengisian pasir penuh mampu meningkatkan batas stabilitas chatter. Kedalaman potong kritis untuk pencekaman dalam, kondisi kosong adalah 0.51 mm, sedangkan untuk volume pasir  $\frac{1}{4}$ ,  $\frac{1}{2}$ ,  $\frac{3}{4}$  dan penuh memberikan kenaikan batas stabilitas masing-masing 1.04 mm, 1.25 mm, 1.98 mm dan 2.49 mm atau terjadi kenaikan masing-masing 104 %, 145 %, 288 % dan 388 %. Sedangkan untuk pencekaman luar pipa memberikan efek yang lebih besar, yaitu peningkatan batas kedalaman potong kritis dari kondisi kosong sebesar 0.68 mm menjadi masing-masing 1.12 mm, 1.59 mm, 2.47 mm dan 3.27 mm atau terjadi kenaikan sebesar 65 %, 134%, 147 % dan 381 %. Hal ini menunjukkan bahwa penambahan pasir dan perubahan sistem pencekaman mempengaruhi batas stabilitas dari proses bubut pipa baja.*

**Kata kunci:** stabilitas, pasir, pipa baja, bubut eksternal.

### 1. PENDAHULUAN

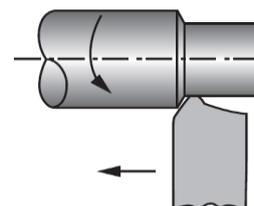
Getaran eksitasi diri (self-excited vibration) yang lebih dikenal dengan *chatter* dari suatu proses pemesinan adalah salah satu faktor yang mempengaruhi kualitas produk. Getaran eksitasi diri ini sering disebabkan oleh adanya efek regeneratif [1,2]. Chatter pada proses bubut adalah sebuah fenomena yang tidak diinginkan, karena efeknya sangat merugikan meliputi kebisingan, kualitas permukaan benda kerja menjadi tidak bagus, mengurangi akurasi dimensi benda kerja, dan berkurangnya umur pahat, bahkan pahat bisa patah dini. Oleh karena itu, chatter harus dihindari selama proses pemotongan berlangsung.

Penelitian awal tentang teori chatter pada proses bubut yang menghasilkan diagram stabilitas untuk mengetahui terjadinya chatter diungkapkan oleh Koenigsberger dan Tlustý [2]. Penelitian lebih lanjut diungkap oleh berbagai peneliti dengan memperhatikan parameter yang berbeda-beda untuk mengetahui batas stabilitas *chatter* pada proses pemotongan dengan mesin bubut dilakukan dengan mengubah parameter pemesinan, antara lain kedalaman potong, kecepatan potong, laju makan, dan geometri pahat. Namun dari penelitian yang pernah dilakukan mengenai batas stabilitas *chatter*, yang berkaitan dengan usaha peningkatan stabilitas proses bubut masih sedikit sekali dilakukan. Padahal untuk meningkatkan stabilitas *chatter* selain tergantung pada parameter pemotongan bisa juga dengan penambahan material peredam. Berdasarkan latar belakang penelitian yang sudah diuraikan di atas maka, Penulis melakukan penelitian dengan topik yang sangat menarik tersebut.

Tujuan dari penelitian ini untuk mengetahui pengaruh volume pengisian pasir dan pengaruh pencekaman dalam dan pencekaman luar, terhadap batas kestabilan pada proses bubut eksternal pipa baja serta memperoleh data kedalaman potong kritis ( $a_{lim}$ ) pada setiap volume pengisian pasir yaitu kosong,  $\frac{1}{4}$ ,  $\frac{1}{2}$ ,  $\frac{3}{4}$  dan penuh pada proses bubut eksternal pipa baja. Manfaat dari penelitian ini yaitu mendapatkan data kedalaman potong kritis ( $a_{lim}$ ) sehingga dapat digunakan untuk menghindari proses pemotongan pada daerah tidak stabil dan memperoleh data volume pasir yang paling baik serta mengetahui posisi pencekaman yang dapat mengurangi getaran dalam proses pembubutan pipa baja.

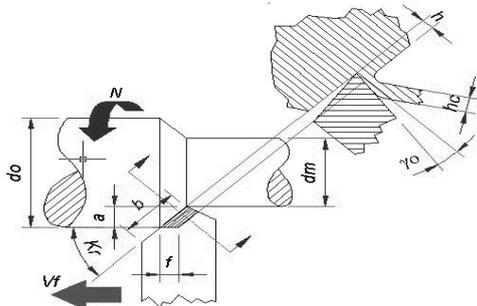
### 2. TINJAUAN PUSTAKA

Proses pemesinan bentuk silinder luar dan dalam serta bentuk-bentuk konus biasa dilakukan dengan mesin bubut. Benda kerja dicekam pada *chuck* di spindel utama, diputar dan sebuah pahat bermata tunggal digerakkan secara longitudinal, maka proses pemesinan terjadi pada benda kerja.



**Gambar 1.** Ilustrasi Proses Bubut Kalpakjian dan Schmid, 2001

Parameter dasar pemotongan pada proses bubut dapat diketahui dari rumus yang dapat diturunkan dengan memperhatikan gambar kerja (*job sheet*), di mana di dalam gambar kerja dinyatakan spesifikasi geometri suatu produk, setelah itu harus dipilih urutan proses yang digunakan untuk membuatnya.



**Gambar 2.** Parameter pemesinan pada Proses Bubut [Rochim,1983].

Berdasarkan gambar 2, terdapat beberapa parameter yang harus diatur agar proses pemesinan bisa menghasilkan benda kerja dengan spesifikasi yang diharapkan[3], diantaranya:

1. Kecepatan putar benda kerja (n)

Kecepatan putar benda kerja pada mesin bubut biasa disebut putaran spindel yang mana sebenarnya merupakan variabel yang diturunkan dari variabel kecepatan potong ( $V_c$ ) dan diameter benda kerja ( $D$ ). Adapun kecepatan potong dipengaruhi oleh material benda kerja dan pahat potong. Persamaan yang menyatakan hubungan tersebut adalah:

$$V_c = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} \dots\dots\dots (1)$$

dimana:

- $V_c$  = Kecepatan potong (m/menit)
- $D$  = Diameter rata-rata benda kerja (mm)
- $n$  = putaran spindel (rpm)

2. Gerak makan (f) dan kecepatan makan (vf)

Gerak makan adalah perpindahan mata pahat potong saat spindel utama berputar satu putaran. Hubungan antara gerak makan dan kecepatan makan adalah sebagai berikut :

$$v_f = f \cdot n \dots\dots\dots (2)$$

dimana:

- $v_f$  = kecepatan makan (mm/menit)
- $f$  = gerak makan (mm/putaran)

3. Kedalaman potong(a)

Kedalaman pemakanan, bersama-sama kecepatan potong dan gerak makan menentukan kecepatan penghasilan geram (*material removal rate*). Persamaan yang menyatakan hubungan tersebut adalah:

$$Z = f \cdot a \cdot V_c \dots\dots\dots (3)$$

dimana:

$Z$  = kecepatan penghasilan geram ( $cm^3$ /menit)

Kedalaman potong juga menentukan lebar geram sebelum terpotong. Persamaan yang menyatakan hubungan tersebut adalah:

$$b = \frac{a}{\sin K_r} \dots\dots\dots (4)$$

dimana:

$b$  = lebar geram(mm)

Besarnya sudut potong utama ( $K_r$ ) ditentukan oleh geometri pahat dan cara pemasangan pahat pada mesin bubut. Untuk gerak makan dan kedalaman potong yang tetap, sudut ini akan mempengaruhi lebar pemotongan ( $b$ ) dan tebal geram sebelum terpotong ( $h$ ). Lebar pemotongan dan tebal geram tersebut dapat dirumuskan sebagai berikut:

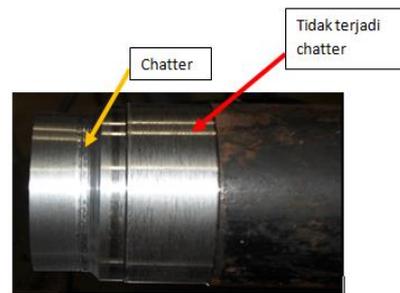
$$h = f \cdot \sin K_r \dots\dots\dots (5)$$

dimana:

$h$  = tebal geram sebelum terpotong (mm)

**Chatter pada Proses Bubut**

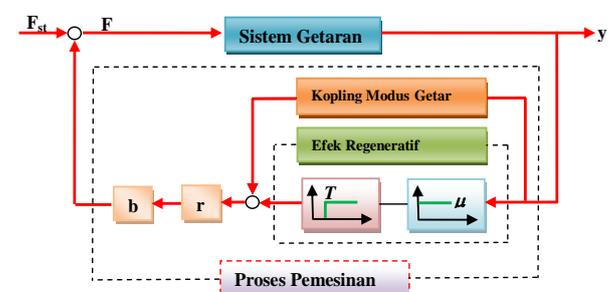
Dalam proses manufaktur salah satu faktor yang mempengaruhi kualitas produk adalah getaran dari mesin perkakas itu sendiri (*self-excited vibration*). Getaran dalam bidang dinamika mesin perkakas dapat dibagi menjadi tiga jenis, getaran bebas (*free vibration*), getaran paksa (*forced vibration*), dan getaran terekstisasi diri (*self-excited vibration*) dimana *self-excited vibration* juga disebut *chatter* [2] . Contoh permukaan yang disebabkan oleh getaran ini ditunjukkan oleh gambar 3 berikut:



**Gambar 3.** Profil permukaan akibat *chatter* pada proses bubut

Proses pemesinan dengan kondisi *chatter* tidak diinginkan, karena efeknya tidak bagus seperti menimbulkan kebisingan, kualitas permukaan benda kerja (*surface finish*) tidak bagus, mengurangi akurasi dimensi, dan berkurangnya umur pahat. Oleh karena itu, *chatter* harus dihindari selama proses pemotongan berlangsung [2,5].

Diagram dasar dari proses *chatter* dalam pemotongan logam ditunjukkan pada gambar 4 berikut.



**Gambar 4.** Diagram dasar dari *chatter* [Suhardjono, 2009]

Keterangan gambar:

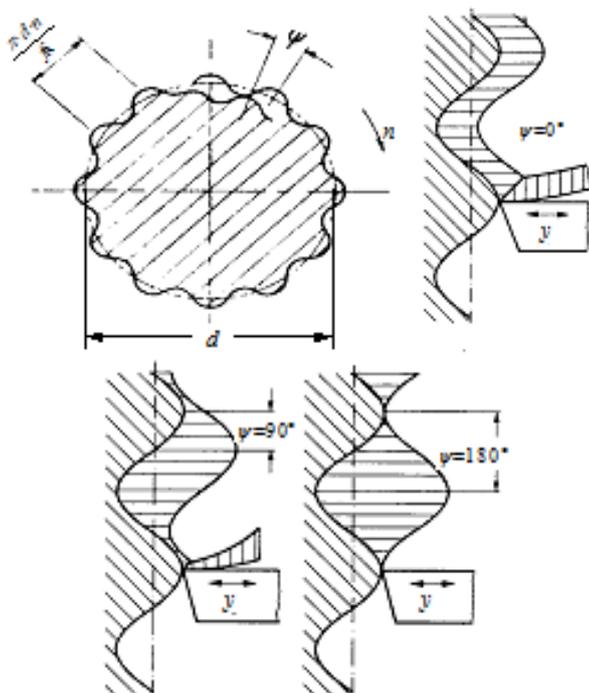
$T$  : Dead time; waktu yang diperlukan mata potong untuk meraut benda kerja dalam satu putaran penuh.

$\mu$  : Overlap factor.

Diagram pada Gambar 4 adalah sebuah rangkaian tertutup yang disusun oleh dua komponen dasar, yaitu proses pemotongan (meliputi parameter lebar geram  $b$ , koefisien kestabilan  $r$ , efek regeneratif dan kopling modulus getar), sistem getaran dari mesin dan orientasi timbal balik dari dua komponen tersebut. Diagram tersebut menunjukkan bahwa getaran  $Y$  antara pahat dan benda kerja mempengaruhi proses pemotongan akan menyebabkan variasi  $F$  dari gaya potong  $P$ , dimana gaya potong  $P$  ini bekerja langsung pada sistem getaran mesin perkakas dan kembali akan membangkitkan lagi getaran  $Y$  yang baru.

### Chatter karena Efek Regenerative

Chatter karena efek regenerative adalah chatter akibat pengaruh dari permukaan yang bergelombang dari proses pemotongan sebelumnya [2,4]. Hal ini timbul karena energi yang diberikan kesistem akibat modulasi tebal geram. Modulasi tebal geram disebabkan oleh adanya pergeseran fasa antara proses pemotongan sebelumnya dengan gelombang permukaan pada saat pemotongan sedang berlangsung.



**Gambar 5.** Perubahan tebal geram karena efek regenerative [Suhardjono, 2003]

Gambar 5 menunjukkan bahwa untuk fasa  $\psi = 0^\circ$  muka gelombang permukaan saat proses pemotongan berlangsung tepat pada gelombang permukaan dari putaran sebelumnya. Dalam hal ini tidak terjadi penambahan tebal geram sehingga gaya potong yang terjadi konstan dan tidak menimbulkan fluktuasi gaya potong sehingga chatter tidak timbul. Untuk fasa  $\psi = 90^\circ$  terjadi pergeseran fasa antara gelombang permukaan saat proses berlangsung dan gelombang permukaan dari proses pemotongan sebelumnya sebesar  $90^\circ$  yang mengakibatkan perubahan tebal geram yang akhirnya terjadi fluktuasi gaya potong yang akan menimbulkan chatter. Fluktuasi gaya potong maksimal akan terjadi pada beda fasa  $\psi = 180^\circ$

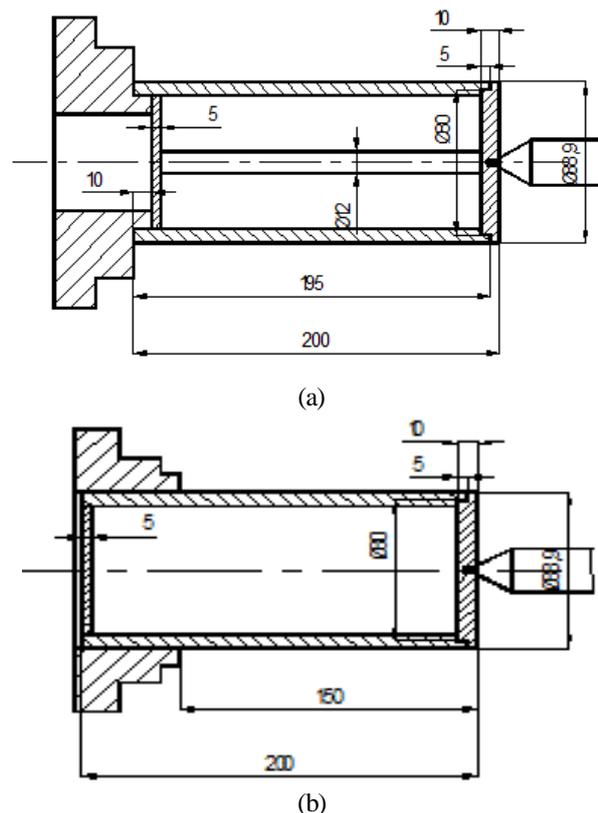
## 3. METODOLOGI

### Bahan dan alat

Adapun peralatan yang digunakan yaitu:

1. Analog Digital Converter jenis PICO ADC 200/50 MSPS
2. Personal Computer
3. Charge Amplifier tipe 2635 Bruel & Kjaer

Percobaan dilakukan pada benda kerja pipa baja SCH40 Seamless dengan diameter  $\phi 88.9$  mm dan panjang 200 mm, untuk Pahat dipakai bahan HSS (High Speed Steel).



**Gambar 6.** Dimensi benda kerja: a). Pencekaman dalam ; b). Pencekaman luar.

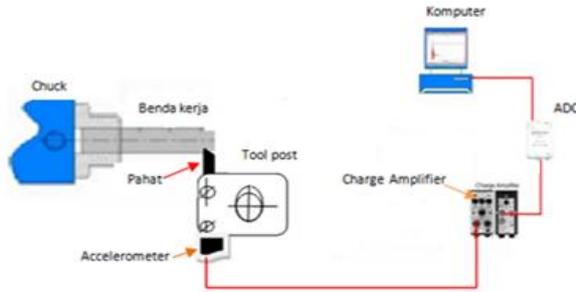
Mesin yang digunakan adalah Mesin EMCO MAXIMAT V13 buatan Swiss sedangkan alat ukur yang dipakai untuk mengukur getaran adalah Accelerometer tipe 4321 Bruel & Kjaer.



**Gambar 7.** Mesin Emco Maximat V13.

## Rancangan dan Prosedur Penelitian

Sebelum proses bubut dilakukan, terlebih dahulu dilakukan pemilihan parameter pemotongan yang akan digunakan. Kondisi pemotongan yang dibuat tetap adalah putaran *spindle* ( $n = 320$  rpm), *feeding* ( $f = 0.09$  mm/put), sedangkan kedalaman potong dimulai dengan kedalaman potong awal sebesar 0.25 mm dan selanjutnya dinaikkan secara bertahap sebesar 0.25 mm hingga terjadi *chatter*.



Gambar 8. Set-Up Uji Pemotongan

Data didapatkan dari beberapa tahapan yaitu:

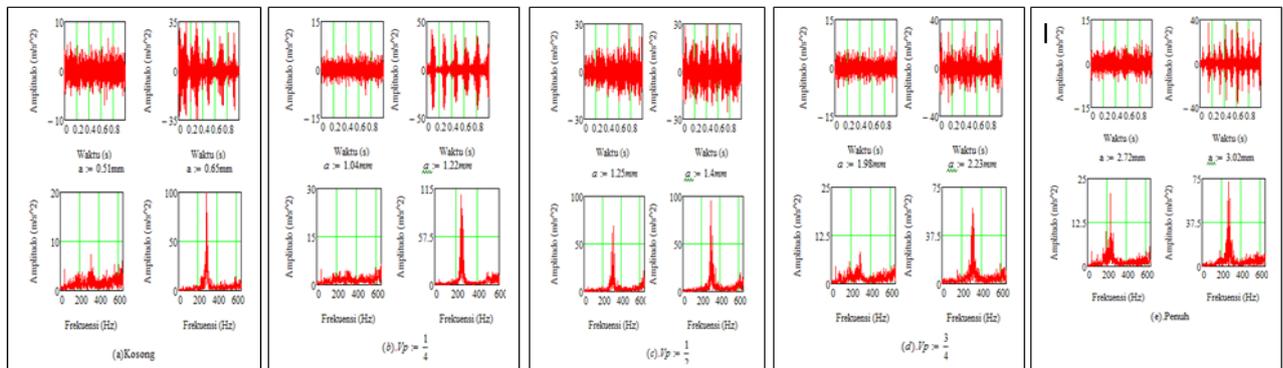
- Atur parameter permesinan yang sudah dipilih.
- Ukur benda kerja sebelum dipotong.
- Nyalakan mesin dan lakukan pemotongan.
- Ambil data getaran yang terbaca melalui komputer yang telah dilengkapi *software* pendukung.
- Ukur benda kerja hasil pemotongan.
- Ulangi pemakanan dengan menambah kedalaman potong.

- Bila didapati getaran naik tinggi dari getaran proses sebelumnya ambil data dan kedalaman potong kritis bisa diketahui.
- Besarnya amplitudo getaran diketahui setelah data getaran diolah menggunakan *software* pendukung.
- Akurasi benda kerja hasil pemotongan diolah dari ada tidaknya selisih kedalaman pemotongan dengan dimensi benda kerja setelah dipotong.
- Replikasi pengambilan data dilakukan dua kali pada daerah kritis.

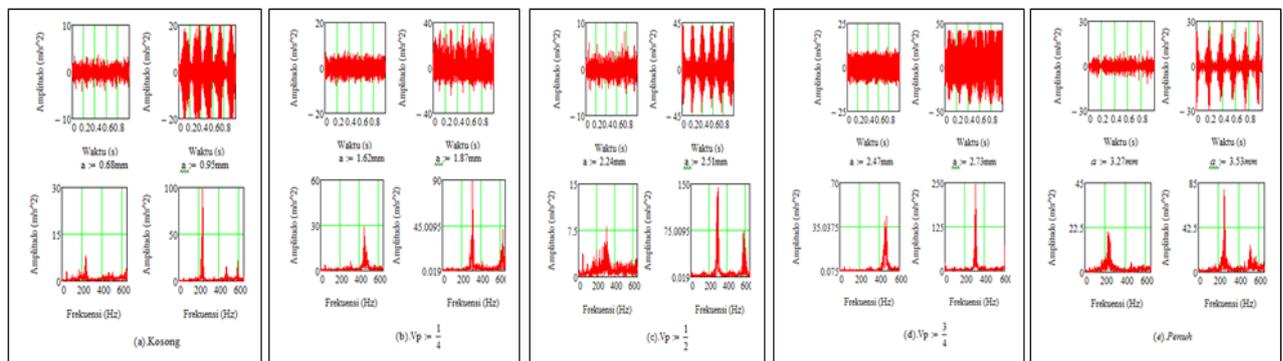
## 4. HASIL DAN PEMBAHASAN

Dalam uji pemotongan ini diukur respon getaran dari proses bubut untuk setiap kedalaman potong, pada masing-masing variasi volume pengisian pasir yang dimulai dengan kedalaman potong 0.25 mm dan dinaikkan secara bertahap 0.25 mm sampai dengan terjadinya *chatter*.

Data yang diperoleh dari penelitian berupa getaran dimana amplitudo getaran berupa percepatan terhadap waktu, selanjutnya diolah menggunakan bantuan *software* sehingga diperoleh hasil amplitudo getaran pada domain frekuensi. Gambar 9 menunjukkan grafik respon getaran sebelum *chatter* dan saat terjadi *chatter* dalam domain waktu, dan grafik respon getaran dalam domain frekuensi untuk pengecekan dalam. Sedangkan gambar 10 menunjukkan grafik respon getaran sebelum *chatter* dan saat terjadi *chatter* dalam domain waktu, dan grafik respon getaran dalam domain frekuensi untuk pengecekan luar.



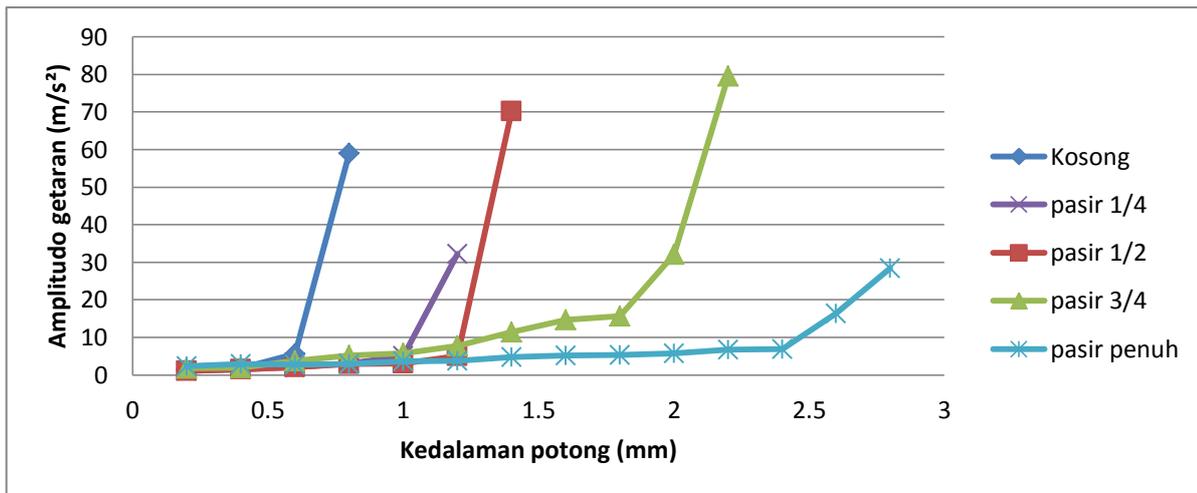
Gambar 9. Grafik respon getaran kedalaman potong kritis ( $a_{kr}$ ) dan saat terjadi *chatter* dalam domain waktu, dan respon getaran dalam domain frekuensi untuk pengecekan dalam: a). Tanpa pasir (kosong), b). Pasir seperempat, c). Pasir setengah, d). Pasir tigaperempat, e). Pasir penuh.



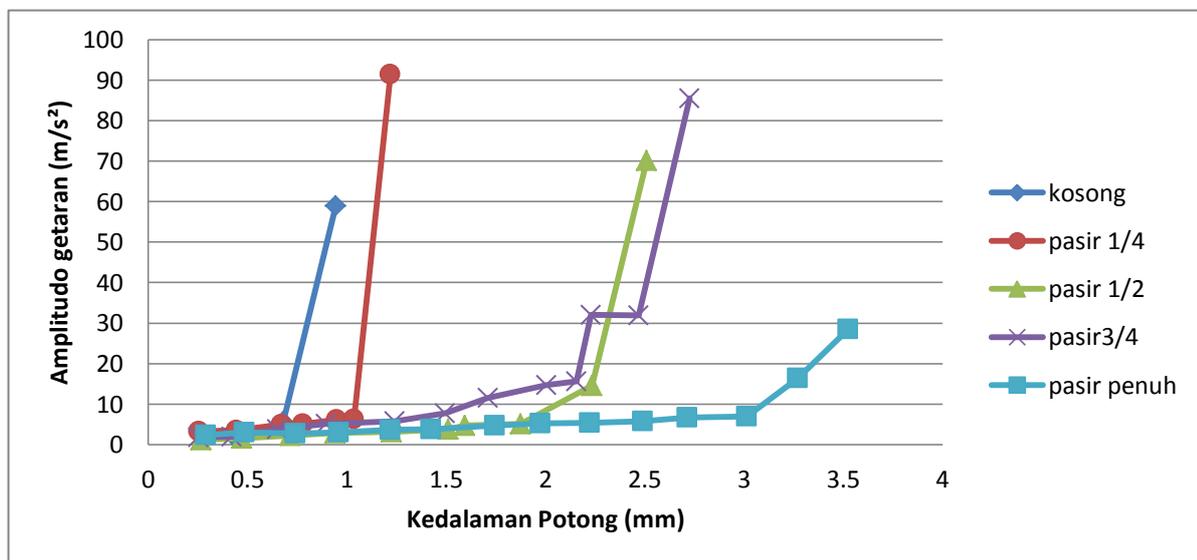
Gambar 10. Grafik respon getaran kedalaman potong kritis ( $a_{kr}$ ) dan saat terjadi *chatter* dalam domain waktu, dan respon getaran dalam domain frekuensi untuk pengecekan luar; a). Tanpa pasir (kosong), b). Pasir seperempat, c). Pasir setengah, d). Pasir tigaperempat, e). Pasir penuh.



Dari pengolahan data didapatkan hasil sebagai berikut:



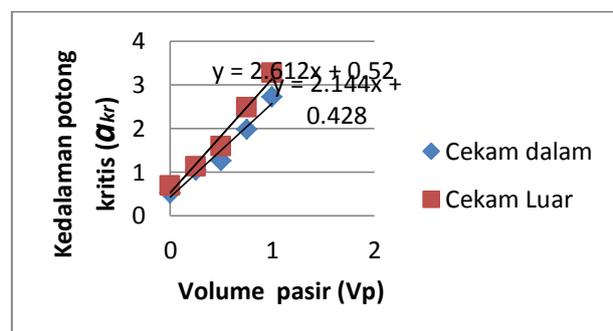
Gambar 11. Grafik amplitudo getaran benda uji dengan pengecaman sisi dalam



Gambar 12. Grafik amplitudo getaran benda uji dengan pengecaman sisi luar

Tabel 1. Batas stabilitas pengecaman dalam dan pengecaman luar

Batas Stabilitas			
Pengecaman luar		Pengecaman dalam	
Volume pasir (Vp)	Kedalaman potong kritis ( $a_{kr}$ )	Volume pasir (Vp)	Kedalaman potong kritis ( $a_{kr}$ )
0	0,68	0	0,51
0,25	1,12	0,25	1,04
0,5	1,59	0,5	1,25
0,75	2,47	0,75	1,98
1	3,27	1	2,49



Gambar 13. Grafik batas kestabilan untuk pengecaman dalam dan pengecaman luar.



## 5. KESIMPULAN

Hasil penelitian memperlihatkan bahwa volume pengisian pasir penuh mampu meningkatkan batas stabilitas, hal tersebut dapat ditunjukkan oleh besarnya nilai batas stabilitas. Untuk pengecaman dalam, kondisi kosong adalah 0.51 mm, sedangkan volume pasir  $\frac{1}{4}$ ,  $\frac{1}{2}$ ,  $\frac{3}{4}$  dan penuh memberikan kenaikan batas stabilitas masing-masing 1.04 mm, 1.25 mm, 1.98 mm dan 2.49 mm atau terjadi kenaikan masing-masing 104%, 145%, 288% dan 388%. Sedangkan untuk pengecaman dari sisi luar pipa memberikan efek yang lebih besar, yaitu peningkatan batas stabilitas dari kondisi kosong sebesar 0.68 mm menjadi masing-masing 1.12 mm, 1.59 mm, 2.47 mm dan 3.27 mm atau terjadi kenaikan sebesar 65%, 134%, 147% dan 381%. hal ini menunjukkan bahwa penambahan pasir mempengaruhi batas stabilitas dari proses bubut pipa baja. Disini terlihat bahwa perubahan volume pasir memberikan efek yang jauh besar dibandingkan efek perubahan metode pengecaman.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Boothroyd, G. (1989), *Fundamentals of Machining and Machine Tools*, Marcel Dekker, Inc.
- [2] Koenigsberger, F. dan Thusty, J. (1970), *Machine Tool Structures*, 1<sup>st</sup> edition, Pergamon Press Ltd, Headington Hill Hall, Oxford.
- [3] Rochim, T. (1993). *Teori dan Teknologi Proses Pemesinan*, Bandung, Institut Teknologi Bandung.
- [4] Suhardjono. (2003). *Pengaruh Sudut Potong Utama terhadap Getaran dan Kekasaran Permukaan Hasil Proses Bubut dengan Pengecaman Chuck Tanpa Penumpu Tailstock*, The International Conference on Fluid Thermal Energy Conversion (FTEC) 2003 Authors' Guide.
- [5] Kalpakjian, dan Schmid. (2001), *Manufacturing Engineering and Technology*, Prentice-Hall, USA.
- [6] Xiao, M., Karube, S., Soutome, T., Sato, K. (2002). *Analysis of chatter suppression in vibration cutting*, International Journal of Machine Tools & Manufacture, Vol. 42, hal. 1677–1685.
- [7] Suhardjono (2009). *Analisis Pengaruh Kecepatan Potong terhadap Getaran dan Kekasaran Hasil Proses Bubut untuk Benda kerja yang dicekam Chuck Tanpa Penumpu Tailstock*.



# ANALISIS PENAMBAHAN $\text{CH}_3\text{OH}$ PADA BAHAN BAKAR DENGAN ANGKA OKTAN 88 TERHADAP UNJUK KERJA MESIN

Muhammad Hasan Albana

Jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Jalan ITS Raya, Surabaya 60111, Indonesia  
E-mail : hasan.albana11@gmail.com

## ABSTRAK

Methanol ( $\text{CH}_3\text{OH}$ ) merupakan salah satu bahan bakar alternatif untuk spark ignition engine (SIE) dengan karakteristik angka oktan yang lebih tinggi dibandingkan bensin. Apabila ditambahkan ke dalam bensin maka methanol bisa menaikkan angka oktan dari campuran bahan bakar tersebut tergantung dari jumlah methanol yang ditambahkan. Penelitian ini membahas mengenai unjuk kerja dan emisi gas buang SIE berbahan bakar campuran methanol-bensin dimana variasi komposisi methanol terhadap bensin dalam hal volume adalah 10% dan 15% (M10 dan M15) serta dengan variasi ignition timing standar dimajukan  $2^\circ$  crank angle (CA) dan dimajukan  $4^\circ$  CA. Bensin yang digunakan memiliki angka oktan 88. Pengujian dilakukan dengan posisi throttle terbuka penuh (wide open throttle) dengan kecepatan bervariasi (variable speed test). Tanpa adanya modifikasi pada mesin, power, torsi, emisi CO dan HC ketika menggunakan campuran methanol-bensin mengalami penurunan dibandingkan ketika menggunakan bensin, sebaliknya brake specific fuel consumption (BSFC) mengalami kenaikan. Dengan memajukan ignition timing  $2^\circ$  CA dari posisi standar maka power dan torsi ketika menggunakan campuran methanol-bensin hampir tidak mengalami penurunan dibandingkan ketika menggunakan bensin pada ignition timing standar dan BSFC dapat diturunkan. Memajukan ignition timing  $4^\circ$  CA dari posisi standar ternyata menyebabkan power dan torsi yang dihasilkan kembali berkurang.

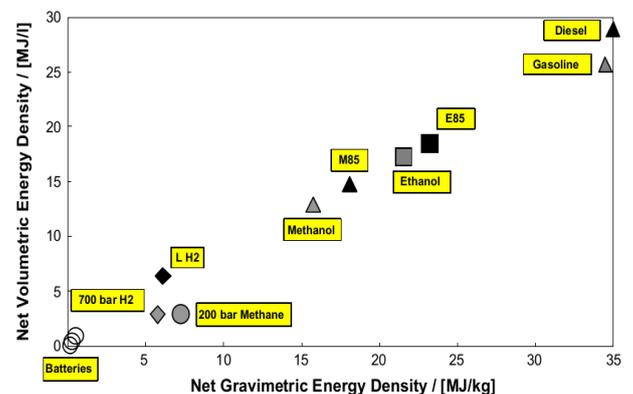
**Kata kunci:** Emisi gas buang, spark ignition engine, methanol, unjuk kerja mesin.

## 1. PENDAHULUAN

Ketersediaan energi merupakan permasalahan yang senantiasa menjadi perhatian semua bangsa karena kesejahteraan manusia dalam kehidupan modern salah satunya sangat terkait dengan jumlah dan mutu energi yang dimanfaatkan. Sampai saat ini, penggunaan sumber energi tak terbarukan masih merupakan sumber energi utama yang digunakan di Indonesia, terutama minyak bumi. Berdasarkan data yang dikeluarkan oleh Kementerian ESDM (Energi dan Sumber Daya Mineral) dalam *Handbook of Energy and Economic Statistics of Indonesia* tahun 2011, total konsumsi minyak bumi Indonesia pada tahun tersebut adalah sebesar 363,52 juta BOE (*Barrel of Oil Equivalent*). Jumlah tersebut jauh lebih besar dibandingkan konsumsi sumber energi lainnya seperti batu bara dan gas alam. Adapun sektor transportasi menduduki urutan ketiga dalam mengkonsumsi energi setelah sektor industri dan rumah tangga [1]. Peranan minyak bumi yang besar tersebut terus berlanjut, sedangkan cadangan semakin menipis. Oleh karena itu diperlukan sekali adanya suatu usaha untuk mencari dan mengembangkan bahan bakar minyak alternatif.

Hidrogen dan listrik merupakan dua energi alternatif yang pada saat ini mendapat banyak perhatian dalam rangka mengurangi penggunaan karbon (*decarbonizing*) pada dunia transportasi. Akan tetapi, hidrogen dan listrik tersebut memiliki kandungan energi yang rendah (*low energy density*) sebagaimana terlihat pada Gambar 1 dan biaya untuk membangun infrastruktur tinggi sehingga solusi ini sepertinya tidak akan kompetitif apabila dibandingkan dengan bahan bakar cair dalam beberapa tahun ke depan [2]. Sebaliknya, ketersediaan alkohol cair seperti ethanol dan methanol, sangat cocok sebagai pengganti bahan bakar fosil karena kemudahan dalam menyimpan pada kendaraan serta ditunjang dengan infrastruktur distribusi yang sudah ada.

Methanol ( $\text{CH}_3\text{OH}$ ) merupakan kandidat yang baik sebagai bahan bakar alternatif untuk kendaraan yang menggunakan motor bensin karena berbentuk cairan dan memiliki beberapa sifat fisika serta pembakaran yang sama dengan bahan bakar bensin [3]. *Biofuel* seperti ethanol hanya bisa memenuhi sebagian kecil kebutuhan energi pada saat ini karena masalah keterbatasan lahan untuk menanam tanaman yang bisa dijadikan ethanol [4]. Sedangkan methanol lebih menjanjikan karena bisa dihasilkan dari gas alam, gasifikasi batu bara, kayu, jerami, batang tumbuh-tumbuhan, bahkan dari sampah yang mudah terbakar dimana semua itu ketersediaannya melimpah [5]. Selain itu methanol juga memiliki karakteristik yang sangat diperlukan dalam proses pembakaran seperti: angka oktan yang tinggi, kemampuan antiknock yang sangat baik dan *high latent heat of vaporization*. Karakteristik ini menjadikan methanol sangat potensial dijadikan bahan bakar untuk *otto cycle spark ignition engine* (SIE).



Gambar 1. Energy Density dari Beberapa Jenis Energi [6]



Eyidogan et al. [7] meneliti pengaruh campuran methanol dan bensin (M5 dan M10) pada sebuah *spark ignition engine* (SIE). Mereka menemukan bahwa dengan menggunakan campuran methanol dan bensin maka konsumsi bahan bakar spesifik akan meningkat. Ozsezen et al. [3] juga meneliti pengaruh penggunaan campuran methanol dan bensin dengan komposisi methanol dalam hal volume adalah 5% dan 10%. Mesin diuji pada kondisi *wide open throttle* (WOT). Mereka menemukan bahwa penggunaan campuran methanol dan bensin dengan konsentrasi yang rendah tidak berpengaruh banyak terhadap *wheel power* sedangkan konsumsi bahan bakar relatif meningkat. Penelitian yang dilakukan oleh Vancoillie et al. [2] menyimpulkan bahwa penggunaan methanol (M100) sebagai bahan bakar bisa mereduksi emisi  $\text{NO}_x$  sebesar 5-10  $\text{g/kWh}$  dan nilai  $\text{CO}_2$  berkurang lebih dari 10%.

Methanol memiliki angka oktan yang tinggi. Apabila dicampur dengan bensin, maka campuran tersebut juga akan memiliki angka oktan yang tinggi. Besarnya peningkatan angka oktan tergantung dari persentase methanol yang ditambahkan dan angka oktan awal dari bensin. Apabila bahan bakar yang digunakan memiliki angka oktan yang lebih tinggi dari kebutuhan mesin maka performa mesin akan berkurang dan emisi gas buang akan meningkat [8]. Permasalahan ini dapat diantisipasi dengan cara menaikkan perbandingan kompresi mesin maupun dengan mengoptimalkan waktu pengapian. Celik et al. [9] meneliti pengaruh penggunaan methanol untuk mesin bensin satu silinder dengan perbandingan kompresi tinggi. Mereka menemukan bahwa dengan semakin tingginya perbandingan kompresi mesin, maka *power* dan torsi mesin yang diperoleh juga semakin meningkat, sedangkan emisi CO, HC,  $\text{NO}_x$  dan  $\text{CO}_2$  yang dihasilkan mengalami penurunan. Shenghua et al. [10] meneliti pengaruh campuran methanol dan bensin terhadap unjuk kerja mesin. Hasilnya menunjukkan bahwa tanpa memajukan waktu pengapian (*ignition timing*) maka *power* mesin dan torsi akan mengalami penurunan seiring dengan bertambahnya persentase methanol pada campuran. Emisi HC dan CO yang dihasilkan lebih rendah dibandingkan bensin. Ketika waktu pengapian dimajukan  $2^\circ$  maka *power* mesin hampir tidak mengalami penurunan apabila dibandingkan dengan *power* mesin ketika menggunakan bensin murni sebagai bahan bakar dan dengan waktu pengapian standar.

Dari beberapa literatur dapat diambil kesimpulan bahwa penambahan methanol pada bensin akan sangat berkontribusi dalam mengurangi emisi karbon monoksida (CO) dan hidrokarbon (HC) yang dihasilkan oleh mesin. Akan tetapi *power* dan torsi yang dihasilkan oleh mesin juga akan berkurang dan konsumsi bahan bakar akan meningkat, dengan catatan tanpa adanya modifikasi pada mesin tersebut. Ketika perbandingan kompresi dinaikkan, maka *power* mesin yang mengalami penurunan tadi bisa dinaikkan [9]. Permasalahan ini juga bisa diatasi dengan memajukan waktu pengapian (*ignition timing*) sebagaimana yang diteliti oleh Shenghua et al [10]. Ketika waktu pengapian dimajukan  $2^\circ$  maka *power* yang dihasilkan oleh mesin hampir tidak mengalami penurunan. Waktu pengapian yang dimajukan lebih dari  $2^\circ$  ketika menggunakan campuran methanol dan bensin sebagai bahan bakar sejauh ini belum ada dieksplorasi. Penelitian ini secara eksperimental ingin melihat bagaimana pengaruh campuran methanol dan bensin

sebagai bahan bakar terhadap unjuk kerja mesin apabila waktu pengapian lebih dimajukan dari  $2^\circ$ .

## 2. METODOLOGI

Metode yang digunakan dalam penelitian ini adalah metode eksperimen. Persentase campuran methanol yang ditambahkan ke dalam bensin dalam basis volume. Methanol dicampur dengan bensin pada konsentrasi 10% methanol 90% bensin dan 15% methanol 85% bensin, atau biasa dikenal dengan M10 dan M15. Methanol yang digunakan berkualifikasi AA dengan kemurnian 99%. Beberapa karakteristik dari methanol dan bensin diperlihatkan pada Tabel 1.

Mesin yang digunakan untuk pengujian memiliki satu silinder, siklus empat langkah, perbandingan kompresi 9:1 dan sistem bahan bakar karburator. Spesifikasi dari mesin yang diuji diperlihatkan pada Tabel 2.

**Tabel 1.** Karakteristik Methanol dan Bensin [2], [3], [11]

Karakteristik	CH <sub>3</sub> OH	Bensin
RON	106	88
Stoichiometry air/fuel ratio	6,5	14,7
Density (kg/l)	0,79	0,74
Oxygen content by mass (%)	50	0
Volumetric energy content (MJ/l)	15,0	31,7
Heat of vaporization (kJ/kg)	1100	180-350
Specific CO <sub>2</sub> emissions (g/MJ)	68,44	73,95
Lower heating value (MJ/kg)	20,09	42,9
Energy per unit mass of air (MJ/kg)	3,12	2,95
Reid vapour pressure (psi)	4,6	7
Adiabatic flame temperature (°C)	1870	2002
Initial boiling point	64	74
50	64	125
90	65	180
End boiling point	66	215

**Tabel 2.** Spesifikasi Mesin

Item	Mesin
Merek	Honda Kharisma
Jenis Mesin	Empat Langkah, Satu Silinder
Kapasitas Mesin (cm <sup>3</sup> )	124,9
Diameter Silinder (mm)	52,4
Panjang Langkah (mm)	57,9
Perbandingan Kompresi	9:1
Sistem Bahan Bakar	Karburator
Sistem Pendingin	Udara

Mesin diuji menggunakan *water brake dynamometer* pada kondisi operasional katup *throttle* terbuka penuh (*wide open throttle*) dan dengan kecepatan mesin bervariasi (*variable speed test*). *Water break dynamometer* diposisikan langsung pada *output shaft* mesin untuk mengukur torsi mesin. Konsumsi bahan bakar diukur dari segi volume campuran methanol dan bensin yang terbakar dalam rentang waktu tertentu. Emisi gas buang hidrokarbon (HC) dan karbon monoksida (CO) diukur menggunakan *exhaust gas analyzer*. Katup *throttle* diatur sampai terbuka penuh dan beban diatur dengan membuka katup air masuk *water brake dynamometer* sampai mesin menunjukkan putaran yang

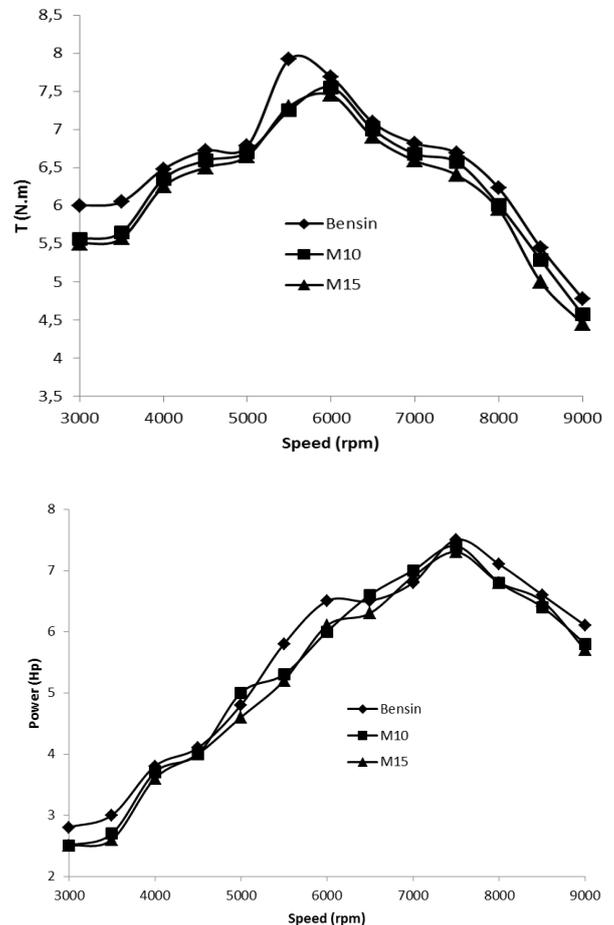
diinginkan (9000 rpm sampai 3000 rpm dengan interval 500 rpm). Data diambil setelah mesin beroperasi dengan kondisi stabil.

### 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

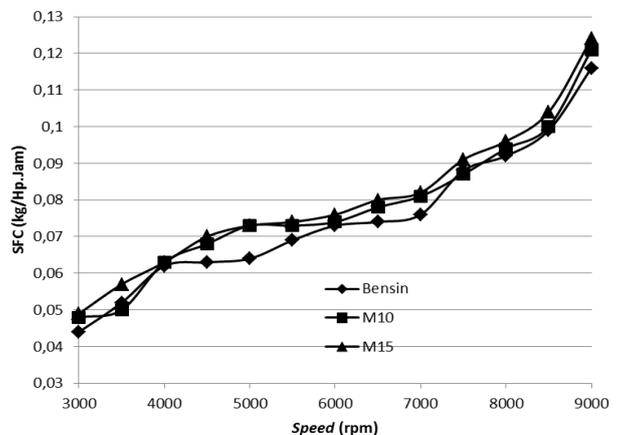
Torsi dan *power* yang dihasilkan dari penggunaan bensin dan campuran methanol-bensin (M10 dan M15) sebagai bahan bakar tanpa adanya modifikasi terhadap mesin diperlihatkan pada Gambar 2. Pada kondisi operasional WOT (*wide open throttle*) dan tanpa adanya modifikasi pada mesin, torsi dan *power* yang dihasilkan dari penggunaan methanol-bensin sedikit lebih rendah dibandingkan torsi dan *power* yang dihasilkan dari penggunaan bensin. Semakin banyak jumlah methanol yang ditambahkan ke dalam bensin maka torsi dan *power* yang dihasilkan semakin rendah. Titik puncak torsi yang dihasilkan ketika menggunakan M15 mengalami penurunan sekitar 0,6 N.m dibandingkan titik puncak torsi yang dihasilkan ketika menggunakan bensin. Sedangkan titik puncak torsi *power* dari penggunaan M15 mengalami penurunan sekitar 0,4 Hp dibandingkan bensin. Kecenderungan ini sesuai dengan hasil penelitian yang dilakukan oleh Shenghua et al [10] dan Celik et al [9]. Beberapa penyebab torsi yang dihasilkan ketika menggunakan campuran methanol-bensin lebih rendah dibandingkan bensin adalah karena *heating value* dari methanol yang lebih rendah dibandingkan bensin. Sebagaimana terlihat pada Tabel 1., *lower heating value* dari methanol hampir 50% lebih rendah dibanding bensin yaitu memiliki nilai 20,09 MJ/kg sedangkan bensin memiliki nilai 42,9 MJ/kg. Apabila methanol ditambahkan ke dalam bensin maka *heating value* dari campuran methanol-bensin tersebut juga akan lebih rendah dibandingkan bensin murni. Penyebab lainnya adalah mungkin karena efisiensi volumetrik yang dihasilkan ketika menggunakan campuran-methanol yang lebih rendah dibandingkan bensin. Sebagaimana diketahui bahwa untuk memperoleh *power* dan torsi yang optimal dari mesin maka jumlah udara yang masuk ke dalam silinder dalam setiap siklus harus optimal. Lebih banyak udara berarti lebih banyak bahan bakar yang dibakar dan lebih banyak energi yang dikonversi menjadi *output power*. Methanol, sebagai salah satu jenis alkohol, memiliki *air-fuel ratio* (AFR) yang lebih kecil dibandingkan bensin sebagaimana terlihat pada Tabel 1 yaitu 6,5:1 sedangkan bensin memiliki AFR 14,7:1. *Air-fuel ratio* yang lebih kecil akan menghasilkan kehilangan *volumetric efficiency* yang lebih besar [12]. Methanol juga memiliki nilai *heat of vaporization* yang lebih tinggi dibandingkan bensin yaitu 1100 KJ/kg sedangkan bensin hanya 180-350 KJ/kg. Bahan bakar dengan *heat of vaporization* yang tinggi akan menghasilkan beberapa kehilangan (*lost*) pada *volumetric efficiency* [12].

Konsumsi bahan bakar spesifik dari penggunaan campuran methanol-bensin (M10, M15) dan bensin sebagai bahan bakar tanpa adanya modifikasi terhadap mesin diperlihatkan pada Gambar 3. Pada kondisi operasional WOT dan tanpa adanya modifikasi pada mesin, penggunaan campuran methanol-bensin menghasilkan nilai konsumsi bahan bakar spesifik yang sedikit lebih tinggi dibandingkan bensin. Hal ini disebabkan karena *heating value* dari methanol yang lebih rendah dibandingkan bensin sebagaimana terlihat pada Tabel 1. Penyebab lainnya adalah karena

*volumetric energy content* dari methanol yang lebih rendah dibandingkan bensin sebagaimana terlihat pada Gambar 1 dan Tabel 1. *Volumetric energy content* yang lebih rendah menyebabkan lebih banyak campuran methanol-bensin yang dibutuhkan untuk menghasilkan *power* yang sama dibandingkan ketika menggunakan bensin.

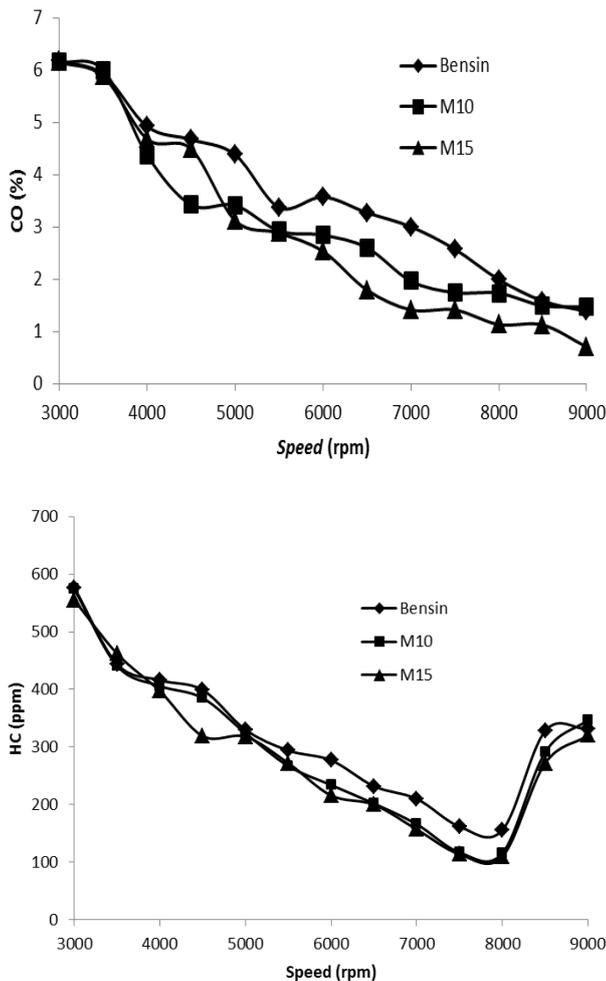


Gambar 2. Torsi dan *Power* yang Dihasilkan dari Penggunaan Campuran Methanol-Bensin dan Bensin tanpa Modifikasi pada Mesin.

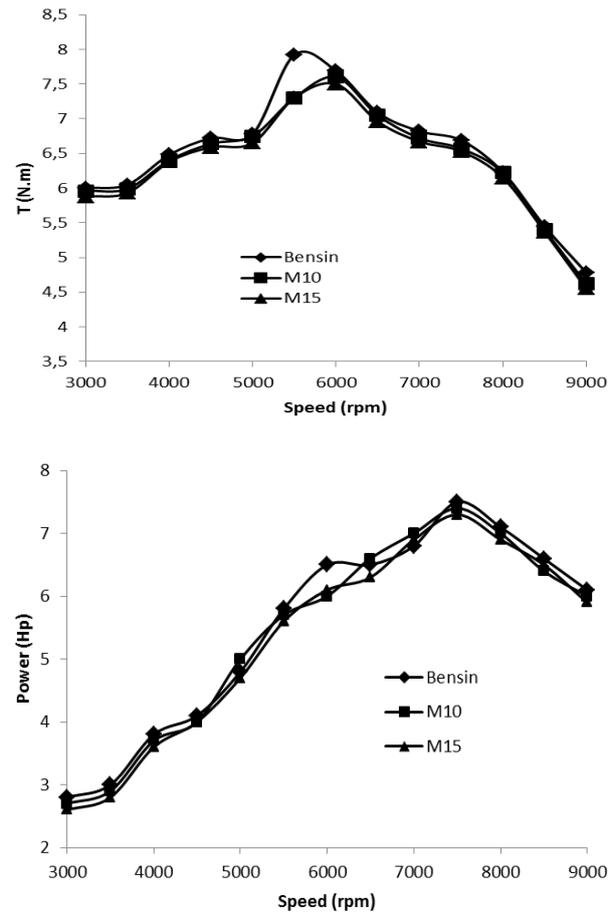


Gambar 3. Konsumsi Bahan Bakar Spesifik dari Penggunaan Campuran Methanol-Bensin dan Bensin tanpa Modifikasi pada Mesin.

Emisi gas buang karbon monoksida (CO) dan hidrokarbon (HC) dari penggunaan campuran methanol-bensin (M10, M15) dan bensin tanpa adanya modifikasi terhadap mesin diperlihatkan pada Gambar 4. Pada kondisi operasional WOT dan tanpa adanya modifikasi pada mesin, penggunaan campuran methanol-bensin sebagai bahan bakar menghasilkan emisi CO dan HC yang lebih rendah dibandingkan menggunakan bensin sebagai bahan bakar. Berkurangnya emisi CO dan HC dari penggunaan campuran methanol-bensin konsisten dengan penelitian yang dilakukan oleh Shenghua et al. [10], Vancoillie at al. [2] dan Zhao et al. [13]. Berkurangnya emisi CO yang dihasilkan dari penggunaan campuran methanol-bensin adalah karena methanol hanya mengandung sekitar 37,5% karbon (C), sedangkan bensin mengandung 85,8% karbon. Karbon ini secara langsung dikonversi menjadi CO selama pembakaran sehingga penggunaan emisi CO secara kuantitatif akan berkurang ketika menggunakan methanol [13]. Methanol juga memiliki unsur oksigen ( $O_2$ ) yang jauh lebih tinggi dibandingkan bensin sebagaimana terlihat pada Tabel 1, dimana methanol memiliki kandungan oksigen 50% sedangkan bensin 0%. Ketika methanol ditambahkan ke dalam bensin maka campuran methanol-bensin tersebut akan memiliki lebih banyak oksigen. Hal ini akan menyebabkan reaksi pembakaran di dalam mesin akan menjadi lebih sempurna sehingga mengurangi emisi CO dan HC [14].



Gambar 4. Emisi CO dan HC dari Penggunaan Campuran Methanol-Bensin dan Bensin tanpa Modifikasi pada Mesin.

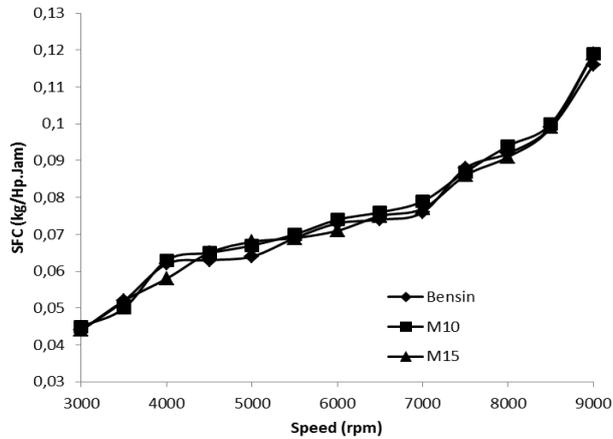


Gambar 5. Torsi dan Power dari Penggunaan Campuran Methanol-Bensin dengan Waktu Pengapian dimajukan  $2^\circ$  CA dibandingkan Bensin pada Waktu Pengapian Standar.

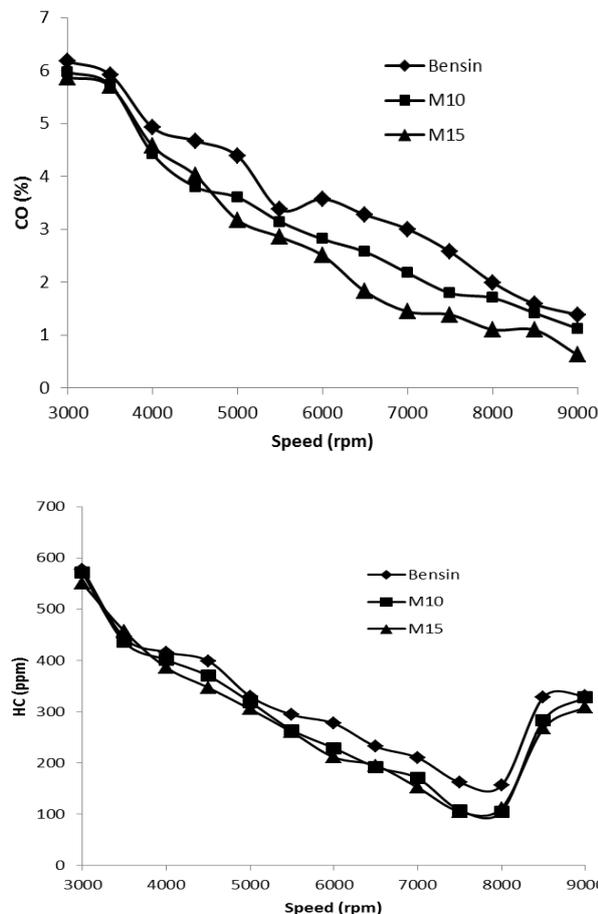
Torsi dan power dari penggunaan campuran methanol-bensin (M10, M15) ketika waktu pengapian (*ignition timing*) dimajukan sebesar  $2^\circ$  crank angle (CA) pada kondisi operasional WOT mengalami kenaikan dibandingkan ketika mesin berada pada kondisi standar. Hal ini terlihat ketika membandingkan antara Gambar 5 dan Gambar 2. Hasil ini konsisten dengan penelitian yang dilakukan oleh Shenghua et al [10]. Penyebab torsi dan power yang dihasilkan dari penggunaan campuran methanol-bensin sebagai bahan bakar ketika waktu pengapian dimajukan  $2^\circ$  dikarenakan methanol memiliki molekul oksigen sebesar 50% sehingga kecepatan pembakaran menjadi lebih cepat [15]. Hu et al [14] juga menyatakan bahwa awal pembakaran menjadi lebih cepat dan fase pembakaran menjadi lebih pendek ketika methanol ditambahkan ke dalam bensin. Dengan memajukan waktu pengapian sebesar  $2^\circ$  CA maka campuran methanol-bensin terbakar secara optimal di dalam mesin dan menghasilkan power output yang lebih baik. Torsi dan power yang dihasilkan dari penggunaan campuran methanol-bensin ketika waktu pengapian dimajukan  $2^\circ$  CA dibandingkan torsi dan power yang dihasilkan dari penggunaan bensin pada waktu pengapian standar diperlihatkan pada Gambar 5.

Konsumsi bahan bakar spesifik ketika waktu pengapian dimajukan  $2^\circ$  CA pada kondisi operasional WOT dibandingkan bensin waktu pengapian standar diperlihatkan pada Gambar 6. Dengan memajukan waktu pengapian  $2^\circ$  CA

menyebabkan pembakaran campuran methanol-bensin dengan udara menjadi lebih sempurna. Hal ini disebabkan karena karakteristik kecepatan pembakaran methanol yang memang lebih cepat dibandingkan bensin [15]. Ketika pembakaran menjadi lebih baik maka konsumsi bahan bakar menjadi lebih optimal.



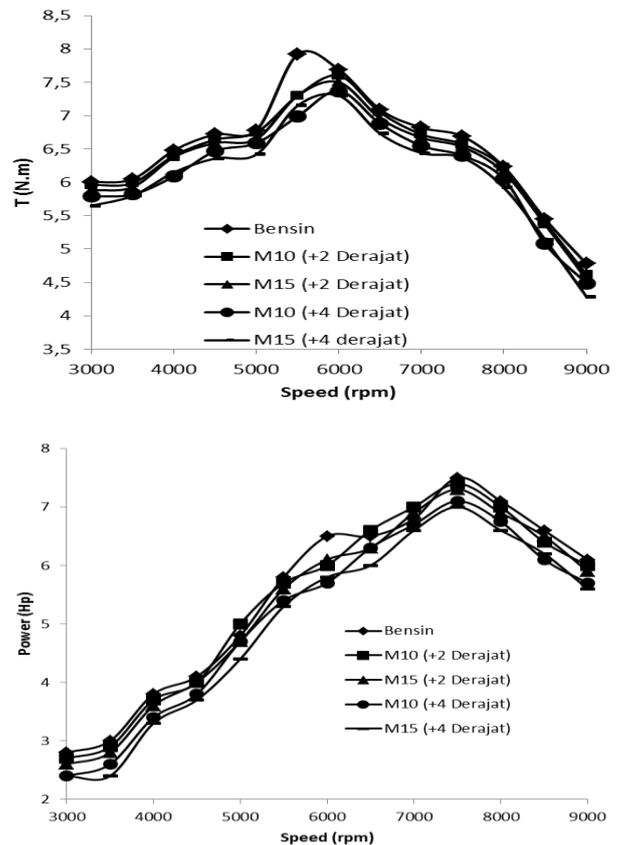
**Gambar 6.** Konsumsi Bahan Bakar Spesifik dari Penggunaan Campuran Methanol-Bensin dengan Waktu Pengapian dimajukan  $2^\circ$  CA dibandingkan Bensin pada Waktu Pengapian Standar.



**Gambar 7.** Emisi CO dan HC dari Penggunaan Campuran Methanol-Bensin dengan Waktu Pengapian dimajukan  $2^\circ$  CA dibandingkan Bensin pada Waktu Pengapian Standar.

Gambar 7 memperlihatkan Emisi gas buang CO dan HC dari penggunaan campuran methanol-bensin dengan waktu pengapian dimajukan  $2^\circ$  CA pada kondisi operasional WOT dibandingkan penggunaan bensin waktu pengapian standar. Emisi CO dan HC campuran methanol-bensin ketika waktu pengapian dimajukan  $2^\circ$  CA menjadi jauh lebih rendah dibandingkan bensin karena pembakaran menjadi lebih sempurna. Emisi CO dan HC terjadi karena pembakaran yang tidak sempurna [12]. Dengan memajukan waktu pengapian  $2^\circ$  CA, pembakaran menjadi lebih sempurna untuk campuran methanol-bensin sehingga menghasilkan emisi CO dan HC yang jauh lebih rendah.

Memajukan waktu pengapian sebesar  $4^\circ$  CA untuk campuran methanol-bensin (M10 dan M15) pada penelitian ini menyebabkan torsi dan *power* yang dihasilkan lebih rendah dibandingkan ketika hanya dimajukan  $2^\circ$  CA sebagaimana terlihat pada Gambar 8. Hal ini kemungkinan disebabkan karena waktu pengapian yang terlalu awal sehingga menyebabkan torsi dan *power* menjadi lebih rendah. Sebagaimana diketahui bahwa waktu pengapian yang terlalu cepat dan terlalu lambat akan menyebabkan torsi yang dihasilkan menjadi lebih rendah [16].



**Gambar 8.** Torsi dan *Power* dari Penggunaan Campuran Methanol-Bensin dengan Waktu Pengapian dimajukan  $2^\circ$  dan  $4^\circ$  dibandingkan Bensin pada Waktu Pengapian Standar.

#### 4. KESIMPULAN

Dari penelitian ini dapat diambil kesimpulan bahwa campuran methanol-bensin dengan persentase methanol yang ditambahkan ke dalam bensin minimal (M10 dan M15) bisa langsung digunakan sebagai bahan bakar untuk *spark ignition engine* (SIE) tanpa adanya modifikasi pada mesin



tetapi memiliki konsekuensi torsi dan power yang dihasilkan sedikit lebih rendah dan konsumsi bahan bakar meningkat. Untuk memperoleh performa yang lebih baik dapat dilakukan dengan memajukan waktu pengapian (*ignition timing*) sebesar  $2^\circ$  *crank angle* (CA). Dengan memajukan waktu pengapian  $4^\circ$  CA ternyata performa mesin kembali menurun dibandingkan ketika waktu pengapian hanya dimajukan  $2^\circ$  CA. Menambahkan methanol ke dalam bensin dan menjadikannya sebagai bahan bakar secara efektif mengurangi emisi karbon monoksida (CO) dan hidrokarbon (HC) yang dihasilkan oleh mesin.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] Ministry of Energy and Mineral Resources, (2011), "Handbook of Energy and Economic Statistics of Indonesia", Center for Data and Information on Energy and Mineral Resources, Jakarta.
- [2] Vancoillie, J., Demuynck, J., Sileghem, L., Ginste, M. Van De., Verhelst, S., Brabant, L & Hoorebeke, L. Van, (2013), "The Potential of Methanol as a Fuel for Flex-Fuel and Dedicated Spark-Ignition Engine", Applied Energy, Vol. 102, hal. 140-149.
- [3] Ozsezen, Ahmet Necati & Canakci, Mustafa, (2011), "Performance and Combustion Characteristics of Alcohol-Gasoline Blends at Wide-Open Throttle", Energy, Vol. 36, hal. 2747-2752.
- [4] Specht, M & Bandi, A, (2006), "Renewable Carbon-Based Transportation Fuels", Renewable Energy, Vol. 3C.
- [5] Bromberg, L & Cheng, W.K, (2010), "Methanol as an Alternative Fuel in the US: Options for Sustainable and/or Energy Secure Transportation", Massachusetts Institute of Technology, Cambridge.
- [6] Turner, J.W.G., Pearson, R.J., Dekker, E., Losefa, B., Johansson, K & Bergström, K. Ac, (2013), "Extending the Role of Alcohols as Transport Fuels Using Iso-Stoichiometric Ternary Blends of Gasoline, Ethanol and Methanol", Applied Energy, Vol. 102, hal. 72-86.
- [7] Eyidogan, Muharrem., Ozsezen, Ahmet Necati., Canakci, Mustafa & Turkcan, Ali, (2010), "Impact of Alcohol-Gasoline Fuel Blends on the Performance and Combustion Characteristics of an SI Engine", Fuel, Vol. 89, hal. 2713-2720.



## STUDI SIMULASI PENGARUH VARIASI WAKTU PENGAPIAN DAN RASIO UDARA-BAHAN BAKAR TERHADAP KINERJA MOTOR OTTO SATU SILINDER BERBAHAN BAKAR LPG

Atok Setiyawan<sup>1)</sup>, Achmad Fathonah<sup>2)</sup>

Jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember<sup>1,2)</sup>  
Kampus ITS, Surabaya 60111. Indonesia<sup>1,2)</sup>

Phone: 0062-31-5922941, 5946523 Fax: 0062-31-5922942<sup>1,2)</sup>

E-mail : atok\_s@me.its.ac.id, setiyawan\_a@yahoo.com

### ABSTRAK

Ketergantungan kendaraan terhadap bahan bakar minyak (BBM) semakin besar dengan konsumsi yang semakin meningkat. Penggantian BBM ke bahan bakar gas (BBG) harus secepatnya dimulai. LPG yang merupakan salah satu jenis BBG sangat potensial menggantikan BBM dengan segala kelebihan dan kekurangannya. Penelitian empiris LPG sebagai bahan bakar motor Otto sudah lama dilakukan tetapi masih sedikit yang memanfaatkan perangkat lunak komputer. Makalah ini menyajikan studi simulasi pengaruh variasi rasio waktu pengapian dan rasio udara-bahan bakar terhadap kinerja motor Otto satu silinder berbahan bakar LPG dengan perangkat lunak Lotus Engine Simulation (LES). Studi simulasi ini akan memodelkan motor Otto satu silinder dengan bahan bakar premium dan LPG dimana pada saat menggunakan LPG dilakukan variasi waktu pengapian dan rasio udara-bahan bakar. Motor yang digunakan dalam studi adalah Honda Supra 100 cc pada pengujian bukaan katup penuh dengan peningkatan putaran motor. Spesifikasi/sifat-sifat gasoline yang dimasukkan kedalam LES adalah premium sedangkan LPG menggunakan campuran propane dan butane dengan prosentase masing-masing 50% - sesuai dengan standar yang dikeluarkan PT Pertamina. Hasil simulasi menunjukkan bahwa kinerja motor cetus satu silinder dengan bahan bakar LPG menunjukkan perbaikan dibandingkan dengan bahan bakar standar, yaitu gasoline (premium). Daya dan torsi meningkat rata-rata sekitar 9%, sedangkan konsumsi bahan bakar spesifik turun rata-rata sebesar 14.7%. Waktu pengapian terbaik dari LPG adalah maju 8° sudut engkol dibandingkan dengan premium yang sebesar 15° BTDC. Pada kondisi waktu pengapian terbaik dan campuran stokiometrik terjadi kenaikan temperature gas buang sebesar 2% dibandingkan premium dengan nilai 974°C.

**Kata kunci:** LPG, kinerja motor Otto, waktu pengapian dan rasio udara-bahan bakar.

### 1. PENDAHULUAN

Konsumsi bahan bakar minyak sebagai bahan bakar motor torak pada sektor transportasi terus meningkat seiring dengan meningkatnya taraf hidup masyarakat Indonesia. Peningkatan yang konsisten ini membuat Indonesia menjadi "net oil importer country". Ketergantungan kebutuhan akan produk minyak bumi, seperti: *gasoline* dan *diesel oil (High Speed Diesel Oil (HSD) – minyak solar)* akan membuat rentan terhadap kemandirian energi nasional, padahal Indonesia mempunyai beragam jenis energi yang tersedia di dalam negeri.

Bahan bakar gas merupakan jenis bahan bakar yang siap menggantikan bahan bakar cair. LPG (*Liquefied Petroleum Gas*) dan CNG (*Compressed Natural Gas*) merupakan bahan bakar yang populer sebagai pengganti bahan bakar minyak. Setiap penggantian jenis bahan bakar pada suatu motor Otto, akan memerlukan modifikasi dan penyesuaian parameter operasi untuk mendapatkan kinerja yang optimum, emisi gas buang yang rendah dan kehandalan yang memadai. Beberapa peneliti melakukan riset penggantian *gasoline* dengan bahan bakar gas (LPG) dengan berbagai versi konstruksi motor, tipe penyaluran pasokan bahan bakar dan variasi parameter operasional motor Otto dalam rangka memahami karakteristik dan mendapatkan kinerja maksimum serta emisi gas buang yang rendah. Mengingat

spesifikasi dan karakteristik bahan bakar gas (LPG) berbeda dengan bahan bakar minyak (*gasoline*), maka pemahaman karakteristik dan penyesuaian parameter operasional motor sangatlah penting.

Bielaczyc et.al.<sup>(1)</sup>, Gumus<sup>(4)</sup>, Mamidi et.al.<sup>(6)</sup>, Masi<sup>(7)</sup>, Romdani et.al.<sup>(9)</sup>, Shankar et.al.<sup>(10)</sup>, Tasic et.al.<sup>(12)</sup>, Yousaffudin et.al.<sup>(13)</sup> meneliti untuk membandingkan emisi gas buang yang dihasilkan antara *gasoline* dan LPG pada berbagai jenis motor Otto. Kecuali Bielaczyc, semua peneliti mendapatkan hasil bahwa semua riset yang dilakukan mendapatkan penurunan emisi CO dan HC yang signifikan dengan prosentasi yang bervariasi, yang masing-masing antara 10-99% untuk CO dan 30-77% untuk HC tergantung pada banyak faktor, seperti: teknologi motor dan sistem pemasukan bahan bakar serta parameter operasi motor. Sedangkan Bielaczyc tidak mendapatkan perbedaan yang signifikan emisi yang dihasilkan LPG dan *gasoline*.

Mamidi<sup>(6)</sup> et.al., Masi<sup>(7)</sup> mendapatkan hasil kinerja motor berupa daya dan torsi yang dihasilkan oleh LPG lebih rendah dibandingkan dengan *gasoline*. Sedangkan Romdani et.al.<sup>(9)</sup> mendapatkan hasil yang sebaliknya, bahwa pada putaran tertentu motor berbahan bakar LPG dapat menghasilkan daya dan torsi yang lebih tinggi, yaitu masing-masing sampai sebesar 50% dan 63% dibandingkan dengan *gasoline*. Ehsan<sup>(2)</sup>, Erkus et.al.<sup>(3)</sup> dan Lawankar<sup>(5)</sup> meriset pengaruh waktu pengapian terhadap kinerja motor

Otto berbahan bakar LPG. Dengan memajukan (advance) waktu pengapian dapat memperbaiki kinerja motor Otto berbahan bakar LPG. Waktu pengapian terbaik yang didapat oleh mereka untuk LPG antara 4 - 10° lebih maju dibandingkan dengan waktu pengapian *gasoline*.

Penggantian *gasoline* dengan LPG pada motor Otto memberikan dampak yang berbeda-beda terhadap kinerja motor dan emisi gas buang, hal ini sangat tergantung pada teknologi motor Otto, sistem pasokan bahan bakar, perubahan parameter operasional dan modifikasi yang diterapkan pada motor. Sezer<sup>(11)</sup>, melakukan riset secara numerik dan simulasi dengan menggunakan perangkat lunak *Lotus Engine Simulation* (LES) berbahan gas dengan memodelkan motor Otto menggunakan sistem pasokan injeksi bahan bakar melalui manifold (*Port Fuel Injection - PFI*). Bahan bakar gas – propana/LPG– memberikan daya dan torsi yang hampir sama dengan *gasoline* sedangkan efisiensi termal efektif lebih besar.

Makalah ini menyajikan studi simulasi pemanfaatan LPG sebagai bahan bakar Motor Otto menggantikan bahan bakar minyak (premium) dengan memvariasikan waktu pengapian dan rasio udara-bahan bakar gas (LPG) dengan memanfaatkan perangkat lunak LES.

## 2. STUDI PUSTAKA

*Lotus Simulation Engine* (LES) dalam memproses komputasi parameter kinerja dan emisi gas buang dari motor Otto menggunakan beberapa persamaan matematika yang lazim digunakan dalam perhitungan motor bakar. Persamaan-persamaan matematis yang digunakan dalam perangkat lunak selama melakukan komputasi terhadap parameter kinerja motor antara lain adalah sebagai berikut<sup>(8)</sup>: Kerja indikatif per siklus dapat dituliskan:

$$W_C = \int p dV \quad (1)$$

Daya indikatif didefinisikan:

$$P_i = W_c N Z / 60 n_R \quad (2)$$

Daya efektif didefinisikan:

$$P_e = P_i - P_{fr} \quad (3)$$

dimana:  $n_R$  adalah 2 (untuk motor 4 langkah),  $Z$ : jumlah silinder,  $N$ : putaran motor. Indeks  $e$ : efektif,  $i$ : indikatif dan  $fr$ : friksi. Tekanan efektif rata-rata dan torsi dapat didefinisikan:

$$bmep = 10^6 P_e n_R / 60 V_d N \quad (4)$$

$$\tau_e = 10^3 P_e / \omega, V_d = S (\pi B^2 / 4) \text{ dan } \omega = 2 \pi N / 60 \quad (5)$$

dimana:  $\omega$ : kecepatan sudut,  $V_d$ : volume langkah,  $B$ : diameter silinder.

Konsumsi bahan bakar spesifik:

$$bsfc = \dot{m}_f / P_e \quad (6)$$

Efisiensi termal efektif:

$$\eta_e = 3600 / \dot{m}_f Q_{LHV} \quad (7)$$

Efisiensi volumetrik didefinisikan:

$$\eta_v = 2 \dot{m}_{ia} 10^3 / 60 \rho_{ia} V_d N \quad (8)$$

dimana  $\dot{m}_{ia}$  dan  $\rho_{ia}$  masing-masing adalah laju massa dan densitas dari udara masuk dengan  $\rho_a = 10^3 p_{ia} / RT_{ia}$

Laju pembakaran massa disimulasikan dengan menggunakan fungsi Weib, yang dituliskan sbb:

$$x_b = 1 - \exp[-a (\theta - \theta_s / \Delta \theta_b)^{m+1}] \quad (9)$$

dimana  $a$  dan  $m$  sebuah parameter yang harganya tetap dan diambil masing-masing sebesar 10 dan 2.

Sedangkan besarnya total panas yang dipindahkan ke dinding silinder, dinyatakan dengan menggunakan persamaan semi empiris Annand, Woschni & Eichelber, yang mana persamaannya adalah:

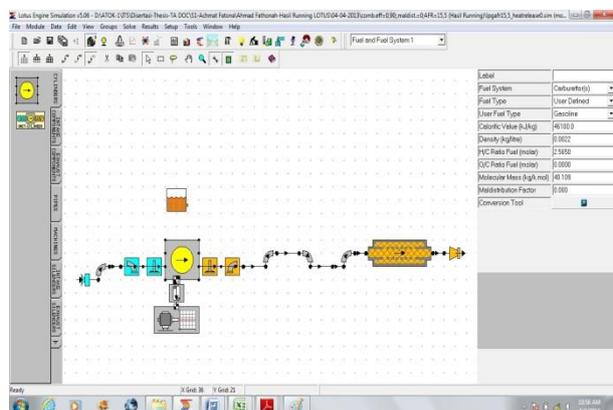
$$Q_{wi} = A_{wi} \left[ a \frac{k}{B} Re_i^b (T_i - T_w) + c (T_i^4 + T_w^4) \right] \quad (10)$$

dimana:  $a, b$  dan  $c$  sebuah konstanta dan dipilih untuk masing-masing sebesar  $a=0.12, b=0.8$  dan  $c=4.29 \times 10^{-9}$  untuk siklus yang sebagian tertutup dan  $a=0.2$  dan  $b=0.8$  untuk siklus yang sebagian terbuka, sedangkan subskrip  $i$  digunakan untuk gas yang belum terbakar dan  $b$  untuk gas yang terbakar serta  $Re$  merupakan angka Reynold.

## 3. MATERIAL & METHOD

Dalam studi ini program/perangkat lunak LES (*Lotus Engine Simulation*) digunakan untuk melakukan simulasi dan komputasi. LES mempunyai kemampuan dan kapasitas untuk memprediksi kinerja motor dan emisi gas buang yang dihasilkan secara komplet. Secara umum LES membutuhkan masukan beberapa konstruksi dan dimensi motor, kondisi operasi motor dan spesifikasi dari bahan bakar. Dimensi motor yang menjadi masukan antara lain adalah diameter silinder, panjang langkah, dimensi poros engkol, katup isap dan buang, manifold dan sistem gas buang (*muffler*). Pembuat model motor dapat disesuaikan berdasarkan kebutuhan user dengan menyusun komponen motor yang sudah disediakan dalam template. Spesifikasi bahan bakar dapat menggunakan data yang telah tersedia (default) ataupun dihasilkan dari perhitungan diluar untuk kemudian dimasukkan kedalam program sebagai *user defined*. Kondisi operasi motor dapat dipilih sesuai dengan keinginan/tujuan simulasi dibuat.

Spesifikasi dari motor yang digunakan dalam simulasi dan komputasi adalah Honda Supra 100cc (Tabel 1), dimana pemodelannya dalam LES dapat dilihat pada Gambar 1. Sedangkan spesifikasi *gasoline* (premium) dan LPG yang akan dimasukkan ke dalam LES sesuai dengan spesifikasi yang dikeluarkan oleh PT Pertamina (Tbk).



Gambar 1. Lay out dari pemodelan motor uji

**Tabel 1.** Spesifikasi motor Honda Supra 100

Tipe engine	: 4 langkah, SOHC, air-cooled
Diameter x langkah	: 50 x 49.5 mm
Volume langkah	: 97.1 cc
Rasio kompresi	: 8.8 : 1
Daya maksimum	: 7.3 PS/8,000 rpm
Torsi maksimum	: 0.74 kgf.m/6,000 rpm
Pemasukan Bahan Bakar	: Karburator
Sistem pengapian	: AC-CDI, Magneto

Kondisi pengujian motor secara numerik/simulasi dilakukandengan men-set up pada *fully open throttle*, dengan rasio udara bahan bakar (14.7:1) dan waktu pengapian standar untuk premium, kemudian bahan bakar diganti dengan LPG. Setelah itu dilakukan pemajuan (advance) waktu pengapian mulai dari standar premium (15° BTDC) pada rasio udara bahan bakar LPG (15.5:1) dengan interval 2° sampai dengan 25° BTDC. Pengujian motor dengan LPG pada variasi rasio udara bahan bakar, dipilih waktu pengapian terbaik (MBT-*Minimum advanced for the Best Torque*) dengan variasi rasio udara LPG mulai dari: 13.5: 1 sampai dengan 17.5:1 dengan interval 1.

#### 4. HASIL DAN DISKUSI

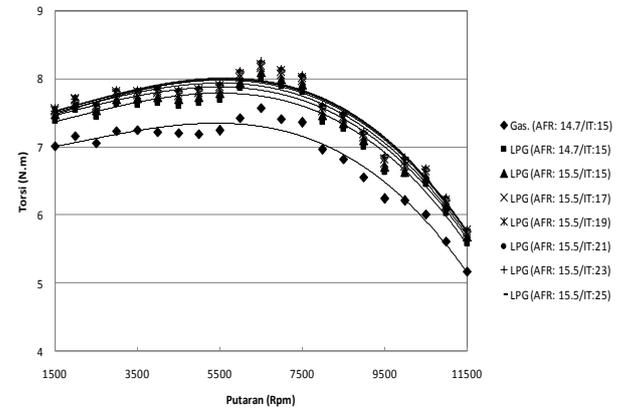
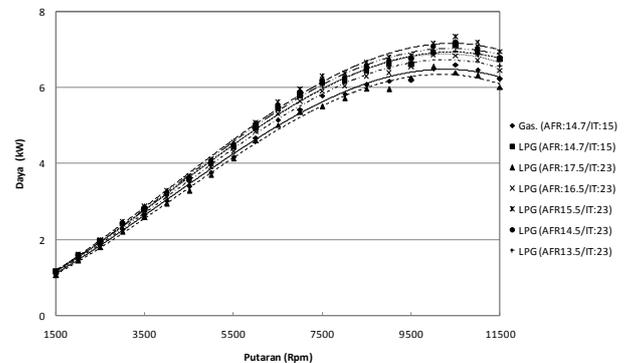
Hasil pengujian secara komputasi numerik dengan menggunakan perangkat lunak LES ini diharapkan dapat memberikan komparasi yang setara antara motor Otto berbahan bakar premium dan LPG, dimana kondisi operasional dapat dilakukan secara sama. Pengaturan kondisi operasional yang sama merupakan salah satu kendala dalam pengujian emperis yang membutuhkan banyak waktu dan biaya. Berikut adalah grafik-grafik yang menunjukkan kinerja motor Otto hasil dari komputasi LES.

Gambar 2 memberikan perubahan torsi terhadap putaran dan waktu pengapian. Awalnya operasional motor Honda Supra menggunakan waktu pengapian standar premium (*gasoline*) sebesar 15° BTDC dengan rasio udara-bahan bakar sebesar 14.7. Penggantian premium dengan LPG memberikan kenaikan torsi pada kondisi operasional standar premium. Dengan memajukan (advance) waktu pengapian sebesar 2° sampai dengan 25° BTDC secara umum akan menaikkan torsi, kecuali 25° BTDC sudah menunjukkan nilai torsi yang menurun. Waktu pengapian terbaik adalah dengan memajukan 8° menjadi 23° BTDC hingga menghasilkan torsi maksimum (MBT- *Minimum advanced for the Best Torque*).

Gambar 3 menunjukkan perubahan daya motor terhadap perubahan rasio udara-bahan bakar untuk LPG dengan waktu pengapian terbaik (MBT) demikian juga halnya dengan premium (referensi). Semakin meningkat putaran motor akan semakin besar daya yang dihasilkan dan mencapai daya maksimum pada putaran 10,000 rpm. Putaran untuk daya maksimum hasil simulasi menunjukkan nilai yang lebih besar dibandingkan dengan pengujian empiris yang tercapai pada putaran 8,000 rpm.

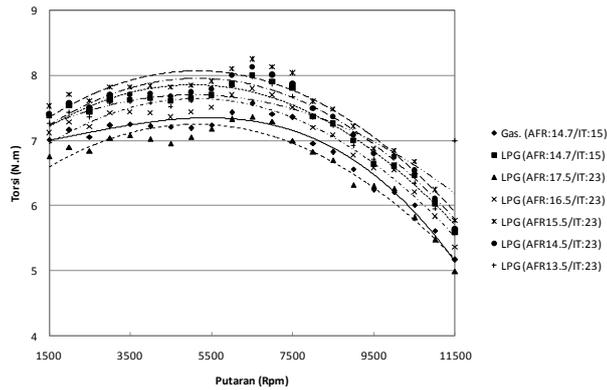
Perubahan dari premium ke LPG dengan operasional standar premium memberikan kenaikan daya motor sebesar 6.5% dan mencapai kenaikan daya maksimum pada rasio udara-LPG sebesar 15.5:1 – pembakaran dengan campuran

stokiometri. Bila campuran menjadi kaya ataupun miskin maka daya akan menurun karena terjadi pembakaran yang tidak sempurna (campuran kaya) dan sebagian panas hasil pembakaran diserap oleh udara lebih (campuran miskin).

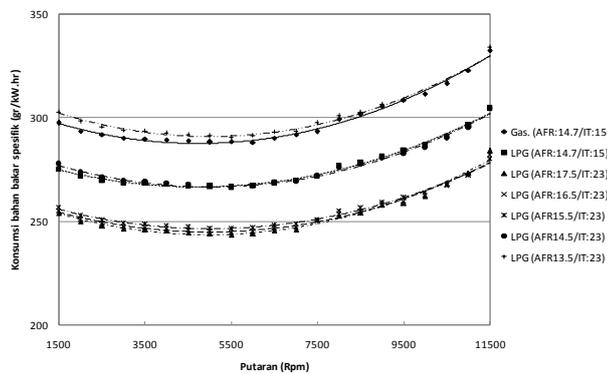

**Gambar 2.** Torsi terhadap p perubahan putaran dan waktu pengapian

**Gambar 3.** Daya terhadap perubahan putaran dan rasio udara-bahan bakar

Gambar 4 menunjukkan perubahan torsi terhadap putaran dan rasio udara-bahan bakar. Torsi maksimum tercapai pada putaran 8,000 rpm baik untuk bahan bakar premium maupun LPG. Nilai ini lebih tinggi 2,000 rpm dibandingkan dengan pengujian empiris yang dilakukan oleh pabrikan Honda. Pergeseran ini torsi maksimum ini merupakan penyimpangan antara pengujian empiris dengan simulasi sehingga perlu dilakukan validasi terhadap data-data yang menjadi masukan ke dalam perangkat lunak LES. Dengan LPG motor menghasilkan torsi yang lebih besar dibandingkan dengan bahan bakar standar (premium) dengan nilai yang sama seperti pada daya.

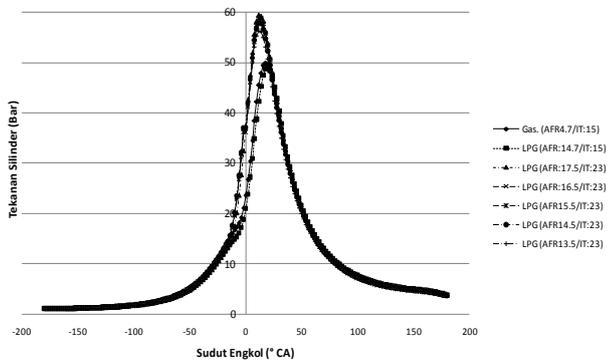
Gambar 5 memperlihatkan konsumsi bahan bakar spesifik terhadap perubahan putaran motor dan rasio udara-bahan bakar. Perubahan bahan bakar dari premium ke LPG membuat konsumsi bahan bakar spesifik menurun sebesar 7.6% dibandingkan yang masih menggunakan parameter operasional standar premium. Penyesuaian rasio udara-LPG sesuai dengan berat molekulnya yang sebesar 15.1:1, memperlihatkan penurunan konsumsi bahan bakar lebih besar lagi yaitu sebesar 14.7%. Konsumsi bahan bakar spesifik terbaik dicapai pada putaran di kisaran 6,000 rpm pada semua jenis dan pada semua variasi rasio-udara bahan bakar.



Gambar 4. Torsi terhadap perubahan putaran dan rasio udara-bahan bakar



Gambar 5. Konsumsi bahan bakar spesifik terhadap perubahan putaran dan rasio udara-bahan bakar

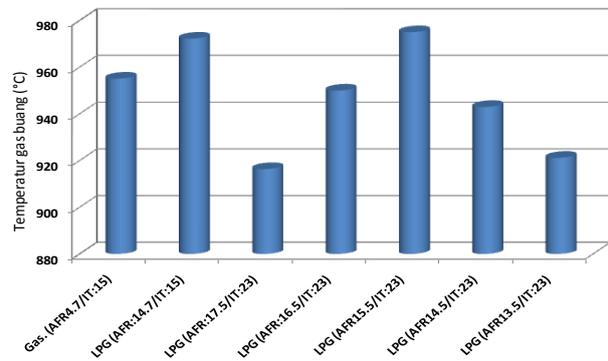


Gambar 6. Tekanan silinder terhadap perubahan putaran dan rasio udara-bahan bakar

Gambar 6 menunjukkan perubahan tekanan silinder selama terjadinya proses pembakaran di dalam ruang bakar motor Otto untuk variasi rasio udara-bahan bakar untuk waktu pengapian terbaik (MBT). Waktu pengapian standar premium yang sebesar  $15^\circ$  BTDC, tekanan maksimum terjadi pada sudut engkol  $18^\circ$  ATDC, sedangkan LPG terjadi pemunduran pada sudut engkol menjadi  $20^\circ$  AFTD. Dengan memajukan waktu pengapian (advance) menjadi  $23^\circ$  BTDC, tekanan maksimum bergeser menuju sudut engkol antara  $12-14^\circ$  ATDC. Hal ini sesuai dengan beberapa pustaka yang mengatakan bahwa kinerja motor Otto terbaik dapat ditandai dengan tekanan maksimum yang jatuh pada sudut engkol antara  $10-15^\circ$  ATDC.

Gambar 7 mendiskripsikan perubahan temperatur gas buang karena perubahan rasio udara-bahan bakar di bagian sisi keluaran dari katup buang. Temperatur gas buang merupakan salah satu indikasi dari baik buruknya parameter kinerja motor Otto. Temperatur gas buang dipengaruhi oleh beberapa faktor antara lain adalah: kesempurnaan pembakaran, waktu pengapian, rasio udara bahan bakar dan sistem pendinginan. Temperatur gas buang yang tinggi akan berbanding lurus dengan temperatur panas yang terjadi di dalam ruang bakar. Temperatur yang panas di dalam ruang bakar dan saluran gas buang dapat menyebabkan kerusakan komponen motor. Perubahan bahan bakar tidak tertutup kemungkinan untuk menjadikan temperatur motor Otto menjadi lebih panas karena perbedaan properties bahan bakar seperti: nilai kalor, panas penguapan, dan angka oktana.

Penggantian premium dengan LPG di motor Otto tanpa merubah operasional parameter – standar premium – dari Gambar 7 menunjukkan temperatur gas buang meningkat sebesar sekitar 2% dibandingkan premium. Perubahan rasio udara-LPG menunjukkan perubahan dari temperatur gas buang. Temperatur gas buang pada campuran yang stoikiometri memberikan temperatur gas buang yang paling tinggi, yaitu sebesar  $974^\circ\text{C}$  atau 2% lebih tinggi dibandingkan dengan premium pada kondisi yang stoikiometri juga. Campuran yang lebih kaya maupun lebih miskin akan menurunkan temperatur gas buang bila pembakaran terjadi waktu pengapian yang tepat/terbaik (MBT).



Gambar 7. Temperatur gas buang terhadap perubahan putaran dan rasio udara-bahan bakar

## 5. KESIMPULAN & SARAN

1. Simulasi kinerja motor Otto dengan perangkat lunak LES dapat memberikan gambaran tentang efek kinerja motor terhadap perubahan waktu pengapian dan rasio udara-bahan bakar.
2. Penggantian bahan bakar LPG pada motor Otto membutuhkan perubahan waktu pengapian dan jumlah pasokan udara ke dalam ruang bakar. Waktu pengapian terbaik adalah sebesar  $23^\circ$  BTDC atau  $8^\circ$  CA lebih awal dari kondisi standar dengan premium. Sedangkan pasokan udara terbaik/stoikiometri sebesar 15.5 kg udara/kg LPG.
3. Daya dan torsi motor menggunakan LPG dengan kondisi operasional standar (premium) meningkatkan sebesar 6% dan 9% bila menggunakan kondisi ideal LPG dibandingkan dengan premium.



4. Konsumsi bahan bakar spesifik untuk LPG menurun dibandingkan dengan premium sampai dengan 15% untuk kondisi terbaik LPG dibandingkan premium.
5. Tekanan maksimum di dalam silinder terjadi pada 12 -14° AFTD, dengan tekanan sebesar sekitar 60 bar untuk rasio udara-LPG sebesar 17.5:1.
6. Temperatur gas buang motor Otto berbahan bakar LPG meningkat pada rasio udara-LPG 15.5 (stokiometrik) dan kondisi standar premium, dengan nilai sekitar 2%, sedangkan pada campuran yang lebih kaya atau miskin akan terjadi penurunan temperatur gas buang . Temperatur gas buang tertinggi dicapai sebesar 974°C.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Bielaczyc, Piotr, Andrzej S. & Henryk B, [2001], "Analysis of the exhaust emissions from vehicles fuelled with petrol or LPG and CNG alternatively, *Journal of Kones combustion Engines*, Vol.8, No.1-2, pp. 363-9.
- [2] Ehsan Md. [2006], "Effect of Spark Advance on a gas run automotive spark ignition engine", *Journal of Chemical Engineering, IEB*, Vol.24, No.1, pp. 42-49.
- [3] Erkus, Baris, Ali Surmen, Ihsan K, Ridvan A. & Cafer Kaplan, [2011] "The effect of ignition on performance of LPG Injected SI engine". *Proceedings of European Combustion Meeting*.
- [4] Gumus, M., [2011], "Effects of volumetric efficiency on the performance and emission characteristics of a dual fuel (gasoline and LPG) spark ignition engine", *Fuel Processing Technology Journal*, vol. 92, pp. 1862-7, Elsevier.
- [5] Lawankar, S.M., [2012], "Comparative study of performance of LPG fuelled SI engine at different compression ratio and ignition timing", *International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET)*, Vol. 3 Issue 3, pp. 337-343.
- [6] Mamidi, Thirumal & J.G. Suryawnsi, [2012], "Investigations on SI engine using liquefied petroleum gas (LPG) as an alternative fuel", *International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA)*, Vol. 2, Issue 1, pp. 362-367.
- [7] Masi, Massimo, [2012], "Experimental analysis on a spark ignition petrol engine fuelled with LPG", *Energy Journal – Elsevier*, Vol. 41, pp. 252-260.
- [8] Pearson R. J., M.D. Basset, N.P. Fleming & T. Rode-mann, "Lotus Engineering Software-An Approach to Model-Based Design. Hethel-UK: Lotus Engineering.
- [9] Romdani, Nanang & Indra Herlambang Siregar, "Studi komparasi performa mesin dan kadar emisi gas buang sepeoda motor empat langkah berbahan bakar bensin dan LPG.
- [10] Shankar, K.S. & Mohanan P., "MPFI gasoline engine combustion, performance and emission characteristics with LPG injection", *International Journal of Energy and Environment*, Vol. 1 Issue 4, pp. 761-70.
- [11] Sezer I., [2011], "Gaseous Fuels in PFI Spark Ignition Engines", *International Advanced Technologies Symposium (IATS)*, 16-18 May, Elazig, Turkey.
- [12] Tasic, Pogorevc, P & Brajljic, T, [2011], "Gasoline and LPG exhaust emissions comparison", *Advanced in Production Engineering & Management Journal*, Vol. 6. No. 2, pp. 87-94.
- [13] Yousufuddin, S & Syed Nawazish M., [2008], "Performance and emission characteristics of LP-fuelled variable compression ratio SI engine", *Turkish Journal of Engineering Environmental Science*, Vol. 32, pp. 7-12.



## OPTIMASI UNJUK KERJA MESIN SINJAI DENGAN SISTEM PEMASUKAN BAHAN BAKAR PORT INJEKSI MELALUI MAPPING WAKTU PENGAPIAN

**Bambang Sudarmanta, Tri Handoyo Baniantoro**

Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar

Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS

Kampus ITS Sukolilo Surabaya 60111

Email : sudarmanta@me.its.ac.id

### ABSTRAK

*Pengembangan industri otomotif mengarah pada jaminan kenyamanan saat dikendarai dengan menghasilkan daya yang besar dan konsumsi bahan bakar spesifik, getaran, serta emisi yang rendah. Secara mendasar, kritikal teknologi pada pengembangan industri otomotif terletak pada rancangan engine. Disisi lain, dengan peningkatan jumlah kendaraan bermotor, aturan terhadap polusi udara juga meningkat secara signifikan dari hari ke hari. Keputusan Menteri Lingkungan Hidup Nomer 141 tahun 2003 tentang standar emisi EURO 2 menuntut kendaraan produksi terbaru atau sedang diproduksi berteknologi ramah lingkungan. Mesin Sinjai dirancang untuk mix fuel, yaitu campuran bensin dan bioetanol dengan volume silinder 650 cc dan daya rata-rata sebesar 24 hp pada putaran 4500 rpm. Sistem port injeksi dengan sistem pengapian electronic control unit (ECU) diaplikasikan pada mesin ini untuk menghasilkan pembakaran dan pembentukan emisi yang tepat, sehingga menjamin pemakaian bahan bakar yang irit, bertenaga dan ramah lingkungan. Mekanisme ECU didirancang untuk mensinkronisasi waktu dan durasi injeksi serta waktu pengapian sehingga proses pencampuran dan pembakaran lebih sempurna. Di dalam VEMS Tune memiliki software yang dapat mengontrol kinerja mesin melalui input berupa sensor oksigen, sensor manifold air pressure, sensor temperatur radiator, pulser, throttle positioning sensor sedangkan outputnya adalah waktu pengapian, waktu penginjeksian bahan bakar, dan pengaturan kondisi idle berupa Idle Air Control. Pada Mapping waktu pengapian ada dua sumbu yang menunjukkan setingan waktu pengapian, yaitu bukaan katup kupu-kupu dan putaran yang digunakan. Mapping waktu pengapian, dimulai dari angka 10, 12, 14, 16, 18 dan 20, sebelum TMA. Berdasarkan mapping torsi terhadap waktu pengapian untuk sistem port injection didapatkan waktu pengapian 12 pada 2000 dan 2500 rpm, 14 pada 3000 rpm, 16 pada 3500 dan 4000rpm, 18 pada 4500 dan 5000 rpm dan 20 pada 5500 rpm. Secara umum, hasil mapping waktu pengapian yang telah dilakukan dapat menghasilkan perbaikan unjuk kerja engine mulai 14 sampai 83%.*

**Kata kunci:** Mesin Sinjai, injeksi port, ECU, waktu pengapian dan unjuk kerja.

### 1. PENDAHULUAN

Jawa Timur didukung oleh  $\pm 326$  perguruan tinggi,  $\pm 262$  SMK dan  $\pm 172$  IKM dengan pertumbuhan ekonomi yang cukup pesat membutuhkan kendaraan bermotor yang semakin meningkat dari tahun ke tahun. Sisi lain, kenaikan harga Bahan Bakar Minyak, sehingga Jawa Timur mempunyai program menjadi *Center Of Excellent* yang membuat suatu inovasi baru yaitu mesin dari Jawa Timur " **SINJAI** " yang dibuat oleh IKM dan Industri-Industri besar Jawa Timur serta mendorong terciptanya kendaraan dengan jaminan kenyamanan saat dikendarai dengan menghasilkan daya yang besar dan konsumsi bahan bakar spesifik, getaran, serta emisi yang rendah. Secara mendasar, kritikal teknologi pada pengembangan industri otomotif terletak pada rancangan engine. Disisi lain, dengan peningkatan jumlah kendaraan bermotor, aturan terhadap polusi udara juga meningkat secara signifikan dari hari ke hari. Keputusan Menteri Lingkungan Hidup Nomer 141 tahun 2003 tentang standar emisi EURO 2 menuntut kendaraan produksi terbaru atau sedang diproduksi berteknologi ramah lingkungan yang irit dan ramah lingkungan.

Teknologi ramah lingkungan dapat dikembangkan sebelum, selama dan sesudah proses pembakaran. Teknologi

sebelum proses pembakaran dilakukan dengan memberikan perlakuan terhadap bahan bakar yang akan digunakan. Teknologi selama proses pembakaran dilakukan melalui desain sistem pembakaran dengan sinkronisasi tahapan proses kompresi, injeksi bahan bakar dan proses pengapian yang tepat. Sedangkan teknologi setelah proses pembakaran dilakukan dengan memberikan perlakuan terhadap emisi yang dihasilkan setelah terjadinya proses pembakaran.

Teknologi selama proses pembakaran dipengaruhi oleh rancangan ruang bakar, rancangan sistem injeksi serta sinkronisasi tahapan proses yang terjadi, yaitu meliputi proses kompresi, injeksi bahan bakar serta proses pengapian. Ruang bakar dirancang sedemikian rupa sehingga memungkinkan bahan bakar yang disemprotkan oleh sistem injeksi dapat mengalami proses atomisasi dengan cepat dan pembakaran yang menyeluruh. Termasuk dalam cakupan ini adalah rancangan sistem pemasukan udara pembakaran yang memungkinkan terjadinya proses pencampuran, atomisasi dan pembakaran menyeluruh. Sistem injeksi dirancang sedemikian rupa sehingga dapat menginjeksikan bahan bakar dengan butiran-butiran semprotan yang kecil dan menyebar sehingga dapat bercampur dengan cepat dengan udara pembakaran, atau dengan kata lain dapat teratomisasi dengan cepat. Yang terakhir, sinkronisasi antara proses kompresi, injeksi bahan bakar dan proses pengapian memegang

peranan kunci dari serangkaian proses pembakaran yang terjadi. Sinkronisasi ini sangat dominan utamanya pada kondisi transien, baik pada proses percepatan maupun perlambatan kecepatan.

Semua sistem pemasukan bahan bakar, baik karburator maupun sistem injeksi bertujuan untuk membuat campuran bahan bakar dengan udara agar bisa terbakar dalam ruang bakar mesin. Pada mesin otto yang memakai karburator, pencampuran bahan bakar dengan udara masih bersifat alami yaitu semakin cepat udara yang bergerak melewati venturi maka akan memiliki tekanan untuk menarik bahan bakar masuk kedalam ruang bakar. Kesulitan yang terjadi adalah karena berat jenis bahan bakar tidak sama dengan udara, maka perbandingan campuran yang ideal akan sulit tercapai. Untuk memperbaiki kelemahan mesin dengan karburator, saat ini diterapkan sistem injeksi bahan bakar agar perbandingan bahan bakar dengan udara yang diberikan semaksimal mungkin sesuai dengan udara yang dihisap oleh motor, sehingga efisiensi pemakaian bahan bakar dapat lebih ditingkatkan dan polusi gas buang lebih rendah. Perbandingan campuran yang sesuai dapat dicapai dengan mengukur secara tepat jumlah udara yang masuk ke dalam silinder mesin pada tiap kondisi kerja diantaranya adalah suhu, putaran, beban mesin serta faktor-faktor lain. Ketepatan waktu pengapian yang dikontrol oleh sistem elektronis juga berperan menaikkan unjuk kerja engine secara signifikan.

Berdasarkan uraian tersebut, penulis melakukan optimasi unjuk kerja mesin sinjai dengan sistem pemasukan bahan bakar port injeksi melalui mapping waktu pengapian. Mapping waktu pengapian dilakukan dengan memajukan waktu pengapian hingga  $20^{\circ}$  sebelum TMA untuk variasi putaran 2000 – 5500 rpm.

## 2. METODOLOGI

Penelitian dilakukan secara eksperimental di Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar Teknik Mesin-ITS menggunakan mesin Sinjai dengan sistem pemasukan bahan bakar secara port injeksi. Pengujian unjuk kerja menggunakan metode variable speed pada kondisi bukaan throttle penuh, yaitu mulai putaran 2000 – 5500 rpm. Optimasi unjuk kerja dilakukan dengan cara memvariasikan waktu pengapian mulai 10, 12, 14,16,18 dan 20 sebelum TMA. Mesin Sinjai dirancang untuk mix fuel, yaitu campuran bensin dan bioetanol dengan volume silinder 650 cc dan daya rata-rata sebesar 24 hp pada putaran 4500 rpm. Sistem port injeksi dengan sistem pengapian electronic control unit (ECU) diaplikasikan pada mesin ini untuk menghasilkan pembakaran dan pembentukan emisi yang tepat, sehingga menjamin pemakaian bahan bakar yang irit, bertenaga dan ramah lingkungan. Mekanisme ECU dirancang untuk mensinkronisasi waktu dan durasi injeksi serta waktu pengapian sehingga proses pencampuran dan pembakaran lebih sempurna.

Sistem injeksi bahan bakar sebenarnya dimulai dari sistem injeksi mekanis kemudian berkembang menjadi sistem injeksi elektronis. Sistem injeksi mekanis disebut juga sistem injeksi kontinyu (*K-Jetronic*) karena injektor menyemprotkan secara terus menerus ke setiap saluran masuk (*intake manifold*). Sedangkan sistem injeksi elektronis atau *Electronic Fuel Injection (EFI)* adalah sistem injeksi

bahan bakar yang volume dan waktu penyemprotannya dilakukan secara elektronik. Sistem *EFI* kadang disebut juga dengan *EGI (Electronic Gasoline Injection)*, *EPI (Electronic Petrol Injection)*, *PGM-FI (Programmed Fuel Injection)* dan *Port injection*. Penggantian sistem bahan bakar konvensional (karburator) ke sistem *port injection* dimaksudkan agar dapat meningkatkan unjuk kerja mesin, pemakaian bahan bakar yang ekonomis, dan menghasilkan kandungan emisi gas buang yang lebih sedikit sehingga lebih ramah lingkungan. Selain itu, kelebihan dari mesin dengan bahan bakar tipe injeksi ini adalah lebih mudah dihidupkan pada saat lama tidak digunakan, serta tidak terpengaruh pada temperatur lingkungan.

Sistem *Port Injection* dirancang untuk melakukan penyemprotan bahan bakar yang jumlah dan waktunya ditentukan berdasarkan informasi sensor. Pengaturan perbandingan bahan bakar dan udara sangat penting dilakukan agar mesin bisa tetap bekerja dengan sempurna pada berbagai kondisi kerja. Penginjeksian bahan bakar pada motor bensin pada umumnya dilakukan di ujung intake manifold sebelum inlet valve. Oleh karena itu, saat penginjeksian bahan bakar (*injection timing*) tidak selalu sama dengan percikan bunga api busi. Sedangkan lamanya penginjeksian bahan bakar akan bervariasi tergantung kondisi kerja mesin. Semakin lama terjadi injeksi, maka jumlah bahan bakar akan semakin banyak, sehingga seiring dengan naiknya putaran mesin, maka lamanya injeksi akan semakin bertambah karena bahan bakar yang dibutuhkan semakin banyak. Pada saat kondisi mesin masih dingin (misalnya saat start awal), maka diperlukan campuran bahan bakar dan udara yang lebih banyak (campuran kaya). Untuk memperkaya campuran bahan bakar dengan udara, pada sistem *port injection* yang dilengkapi dengan sensor temperatur pendingin (*engine coolant temperature sensor*) akan mendeteksi kondisi temperatur mesin yang masih dingin yang selanjutnya dirubah menjadi signal listrik dan dikirim ke *ECU*. Selanjutnya *ECU* akan mengolahnya kemudian memberikan perintah pada *IAC (Idle Air Control)* agar udara yang masuk ke manifold lebih sedikit sehingga campuran bahan bakar dan udaranya menjadi lebih kaya. Disamping itu lama penginjeksian bahan bakar juga tergantung pada jumlah udara yang masuk ruang bakar dan posisi katup gas pada throttle body. Jumlah udara yang masuk akan dideteksi oleh sensor tekanan udara (*MAP sensor*) dan posisi katup gas dideteksi oleh sensor posisi katup gas (*TPS sensor*). Dan injeksi bahan bakar dapat dipengaruhi oleh emisi gas buang yang dihasilkan saat terjadi pembakaran dimana emisi gas buang ini dideteksi oleh oksigen sensor. Berdasarkan informasi dari sensor tekanan udara (*MAP sensor*), emisi gas buang (oksigen sensor) dan sensor posisi katup gas (*TP*) sensor tersebut, *ECU* akan memberikan tegangan listrik kepada injektor untuk menyemprotkan bahan bakar.

*Electronic control unit* dikembangkan dengan menggunakan software *VEMS Tune*. *VEMS Tune* adalah software yang dibuat oleh pengembang *ECU VEMS*. Software ini merupakan modifikasi *Mega Tune* dengan memperbaiki grafik interface serta mengunggulkan kemudahan user dalam mengoperasikan program. Karena software ini adalah pengembangan dari *Mega Tune* maka sebenarnya *VEMS Tune* memiliki kemampuan yang tidak

jauh berbeda dari Mega Tune, dengan penambahan aplikasi dan user friendly yang bagus sehingga VEMS Tune terlihat jauh lebih baik dari Mega Tune. Contoh penggunaan VEMS Tune lebih mudah dari megatune adalah pada penggunaan mouse yang lebih baik, terdapat edit mode grafik, serta blok dengan Ctrl+a. Pengoperasian software VEMS Tune sama seperti pengoperasian software komputer pada umumnya. Di dalam VEMS Tune ini memiliki software yang dapat mengontrol kinerja mesin melalui input berupa sensor oksigen, sensor *manifold air pressure* (MAP), sensor temperatur radiator, pulser, *throttle positioning sensor* (TPS) sedangkan outputnya adalah waktu pengapian, waktu penginjeksian bahan bakar, dan pengaturan kondisi idle berupa *Idle Air Control* (IAC).

### 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

#### Setting Konsumsi bahan bakar

Setting konsumsi bahan bakar dilakukan melalui menu seperti ditunjukkan pada Gambar 1, yaitu tabel yang memiliki dua sumbu yang menunjukkan settingan jumlah bahan bakar yang disemprotkan. Dimana sumbu vertikal menunjukkan bukaan katup kupu-kupu dalam bentuk prosentase bukaan, sedangkan sumbu horisontal menunjukkan besarnya putaran yang digunakan.

RPM/TPS Fuel VE	100	500	800	1000	1100	1500	2000	2500	3000	3500	3700	4000	4500	5000	5500	6000
99	109	114	122	129	135	142	151	160	169	178	187	196	205	214	223	229
90	106	112	116	122	126	139	142	147	152	158	163	172	182	193	196	202
79	103	108	114	119	124	129	135	140	146	153	159	169	177	183	187	191
70	101	106	112	116	120	128	134	139	142	148	155	168	174	180	186	191
59	96	102	106	113	118	124	129	135	141	146	152	157	164	170	176	182
50	92	96	101	106	110	114	119	124	129	133	139	142	154	159	163	168
38	86	92	96	101	104	109	116	123	128	134	139	143	147	153	158	168
30	82	86	91	97	103	108	113	118	123	128	134	139	143	148	154	159
30	78	83	88	93	98	103	108	113	118	123	128	133	138	143	148	153
20	69	74	79	84	89	94	99	104	109	114	124	129	134	139	144	149
18	67	72	77	82	87	92	97	102	107	113	117	122	127	132	137	142
14	63	68	73	78	83	88	93	98	103	108	113	118	123	128	133	138
7	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135
0	100	120	100	60	10	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Gambar 1. Mapping persentase konsumsi bahan bakar

Dalam Gambar 1 diatas, terdapat angka yang berbeda beda. Angka 101, 122, 153 dan lain lain itu merupakan prosentase dari injector size pada setingan engine set up. Pada bukaan katup kupu kupu 0 hanya diisi jumlah bahan bakar sampai putaran 1500 rpm. Hal ini dikarenakan pada bukaan katup 0 difungsikan sebagai kondisi mesin idle saja, tidak diberi beban sama sekali. Selain itu semakin besar bukaan katup menunjukkan semakin banyak pula udara yang masuk sehingga prosentase bahan bakar diperbesar. Selain itu semakin besarnya putaran prosentasenya semakin besar, hal ini dimaksudkan untuk menambah putaran diperlukan juga bahan bakar yang lebih banyak pula. Mapping durasi injeksi terhadap perubahan putaran mesin dapat ditabelkan sebagai berikut:



Gambar 2. Mapping durasi injeksi fungsi putaran engine

Grafik pada Gambar 2 digunakan untuk durasi penyemprotan bahan bakar untuk semua pengujian variasi pengapian.

#### Setting Waktu Pengapian

Pada menu penyetulan waktu pengapian ada dua sumbu yang menunjukkan setingan waktu pengapian. Dimana sumbu vertikal menunjukkan bukaan katup kupu-kupu dalam bentuk prosentase bukaan, sedangkan sumbu horisontal menunjukkan besarnya putaran yang digunakan.

RPM/TPS Ignition	100	500	1000	1200	1300	2000	2500	3000	4000	5000	5500	6000
99	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00
90	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00
79	10.00	10.00	10.00	12.00	12.00	12.00	12.00	13.00	15.00	17.00	20.00	25.00
70	10.00	10.00	10.00	12.00	12.00	12.00	12.00	13.00	15.00	17.00	20.00	25.00
59	10.00	10.00	10.00	12.00	12.00	12.00	12.00	13.00	15.00	17.00	20.00	25.00
50	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	12.00	12.00	13.00	15.00	17.00	20.00	25.00
38	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	12.00	12.00	13.00	15.00	17.00	20.00	25.00
30	11.00	11.00	11.00	11.00	11.00	12.00	12.00	13.00	15.00	17.00	20.00	25.00
18	11.00	11.00	11.00	11.00	11.00	12.00	12.00	13.00	15.00	17.00	20.00	25.00
14	11.00	11.00	11.00	11.00	11.00	12.00	12.00	13.00	15.00	17.00	20.00	25.00
7	11.00	11.00	11.00	11.00	11.00	12.00	12.00	13.00	15.00	17.00	20.00	25.00
0	10.00	10.00	10.00	11.00	11.00	12.00	12.00	13.00	15.00	17.00	20.00	25.00

Gambar 3. Settingan waktu pengapian

Dalam Gambar 3 diatas, terdapat angka yang berbeda beda. Angka 10, 12, 15 dan lain lain itu merupakan waktu pengapian dimana waktu itu dibaca dari sebelum TMA. Sebelum ditemukan seting pengapian yang cocok digunakan setingan seperti pada Gambar 3 sampai pada bukaan katup setingan seperti pada Gambar 3 sampai pada bukaan katup 80%. Dan pada bukaan katup 80% - 99% merupakan pengujian yang dilakukan. Sehingga setiap penambahan putaran, waktu pengapiannya tetap.

#### Setting Lambda

Setting lambda memiliki dua sumbu yang melibatkan, dimana sumbu vertikal menunjukkan bukaan katup kupu-kupu dalam bentuk prosentase bukaan, sedangkan sumbu horisontal menunjukkan besarnya putaran yang digunakan.

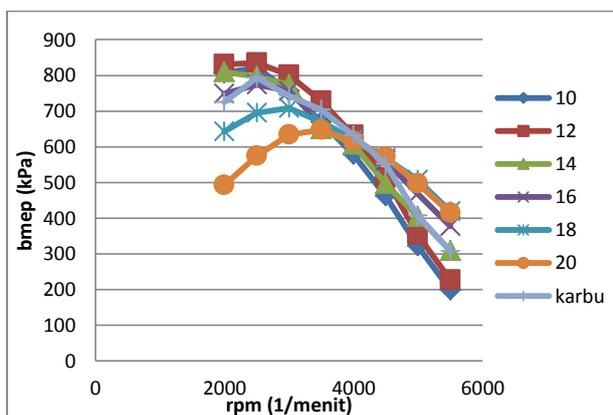
	500	1000	2000	2500	3000	4000	5000	6700
99	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
90	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
75	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
60	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
50	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
40	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
20	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
8	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00

Gambar 4. Mapping lambda

Lambda menunjukkan banyaknya campuran bahan bakar dan udara. Dimana apabila lambda menunjukkan angka 1 maka campuran bahan bakar dan udaranya merupakan campuran stoikiometri sedangkan bila nilai lambda dibawah satu maka menunjukkan campuran kaya, begitu juga apabila nilainya diatas 1 maka merupakan campuran miskin. Untuk itu mengapa mapping lambda diatas dijaga 1 supaya udaranya melebihi stoikiometri sehingga membuat pembakaran menjadi sempurna.

#### Mapping Waktu Pengapian untuk *port injection*

Besarnya tekanan yang dialami piston berubah-ubah sepanjang langkah piston tersebut. Bila diambil tekanan yang berharga konstan yang bekerja pada piston dan menghasilkan kerja yang sama, maka tekanan tersebut merupakan tekanan efektif rata-rata piston.

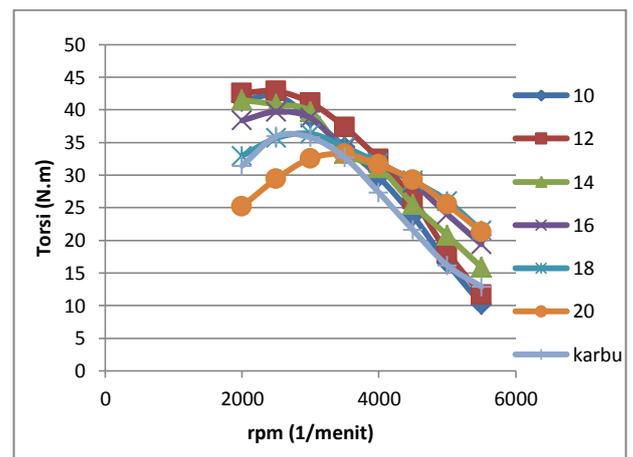


Gambar 5. Pengaruh waktu pengapian terhadap bmep pada variasi putaran mesin

Tekanan efektif rata-rata dipengaruhi oleh waktu pengapian dari busi. Apabila waktu pengapian itu tidak tepat, maka tekanan piston akan menurun. Hal ini juga terlihat pada grafik bmep fungsi rpm diatas. Pada pengapian 10 dan 12 derajat memiliki tekanan tertinggi pada rpm rendah, tetapi semakin tinggi rpmnya tekanan efektif rata-ratanya turun secara drastis. Hal ini dikarenakan semakin cepat putaran mesin, maka pengapiannya harus dimajukan. Karena semakin cepat putaran mesin, dibutuhkan waktu pembakaran

yang lebih cepat pula. Sedangkan pada putaran tinggi digunakan waktu pengapian 10 derajat sebelum TMA maka proses pembakaran belum mencapai puncaknya piston mengalami ekspansi sehingga tekanannya tidak maksimal. Sedangkan pada seting pengapian 20 derajat sebelum TMA, dari putaran rendah grafiknya naik, sampai pada puncak tekanan efektif rata-ratanya pada putaran 3500 rpm trenlinenya turun seiring dengan bertambahnya putaran. Hal ini dikarenakan pada putaran rendah pengapiannya terlalu maju sehingga tekanan yang dihasilkan dari proses pembakaran tidak mencapai tekanan efektif rata-rata yang maksimal.

Torsi merupakan ukuran kemampuan engine untuk menghasilkan kerja. Dalam kehidupan sehari-hari torsi dari engine berguna untuk mengatasi hambatan di jalan atau untuk mempercepat laju kendaraan. Dari grafik torsi fungsi putaran, terlihat adanya tren kenaikan torsi mulai dari putaran rendah hingga mencapai torsi maksimum pada putaran tertentu lalu torsi mengalami penurunan pada putaran yang lebih tinggi. Hal ini dikarenakan semakin tinggi putaran engine, maka turbulensi aliran yang masuk ke ruang bakar akan semakin tinggi yang menyebabkan pencampuran udara dengan bahan bakar semakin baik serta perambatan api juga semakin cepat sehingga torsi akan meningkat. Setelah putaran semakin tinggi, maka akan semakin besar kerugian-kerugian yang terjadi. Beberapa kerugian yang mungkin terjadi pada putaran tinggi di antaranya gesekan dan adanya pembakaran yang kurang sempurna. Semakin cepat putaran engine maka friksi yang terjadi juga semakin besar. Selain itu pembakaran campuran bahan bakar dan udara dalam ruang bakar juga memerlukan waktu. Ketika putaran tinggi, maka dimungkinkan pembakaran yang terjadi tidak cukup cepat untuk membakar seluruh bahan bakar dalam ruang bakar atau dengan kata lain semakin banyak sisa bahan bakar yang belum terbakar dalam ruang bakar. Hal ini menyebabkan kerja yang diberikan engine justru semakin kecil.

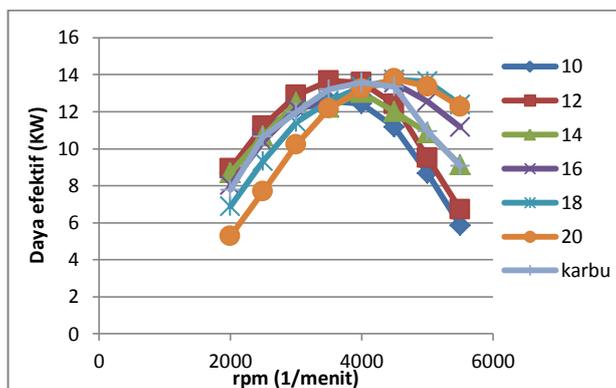


Gambar 6. Pengaruh waktu pengapian terhadap torsi pada variasi putaran mesin

Besarnya torsi disebabkan oleh tekanan yang dihasilkan dalam ruang bakar. Apabila tekanannya tinggi maka torsi yang dihasilkan tinggi. Pada Gambar 6 didapat torsi tertinggi bergeser ke kanan seiring dengan bertambahnya waktu pengapian. Pada pengapian 10 dan 12 derajat memiliki torsi

tertinggi pada rpm rendah, tetapi semakin tinggi rpmnya torsiya turun secara drastis. Hal ini dikarenakan semakin cepat putaran mesin, maka pengapiannya harus dimajukan. Karena semakin cepat putaran mesin, dibutuhkan waktu pembakaran yang lebih cepat pula. Sedangkan pada putaran tinggi digunakan waktu pengapian 10 derajat sebelum TMA maka proses pembakaran belum mencapai puncaknya piston mengalami ekspansi sehingga tekanannya tidak maksimal. Tekanan yang tidak maksimal ini mengakibatkan gaya dorong piston tidak maksimal sehingga torsiya tidak maksimal juga. Sedangkan pada seting pengapian 20 derajat sebelum TMA, dari putaran rendah grafiknya naik, sampai pada puncak maksimum torsiya pada putaran 3500 rpm trenlinenya turun seiring dengan bertambahnya putaran. Hal ini dikarenakan pada putaran rendah pengapianya terlalu maju sehingga tekanan yang dihasilkan dari proses pembakaran belum tekanan yang maksimal. Hal ini mengakibatkan gaya dorongnya rendah sehingga torsiya ikut rendah pula. Pada karburator torsiya cenderung lebih rendah dari *port injection* karena campuran bahan bakar yang kaya sehingga mengakibatkan pembakaran yang kurang sempurna yang kemudian torsi yang dihasilkan rendah. Pada putaran dibawah 4000 rpm waktu pengapian 10, 12, 14 memiliki torsi lebih baik bila dibandingkan dengan karburator, sedangkan pada putaran diatas 4000 rpm waktu pengapian 16, 18, dan 20 memiliki torsi lebih baik dari karburator.

Daya yang dihasilkan oleh motor pembakaran dalam ada 3 jenis, yaitu *indicative horse power (ihp)*, *brake horse power (bhp)*, dan *friction horse power (fhp)*. Pada putaran rendah, *fhp* relatif rendah dan akan semakin tinggi ketika putaran mesin semakin tinggi. Secara teoritis, ketika putaran mesin meningkat, maka daya motor juga akan meningkat karena daya merupakan perkalian antara torsi dengan putaran poros.



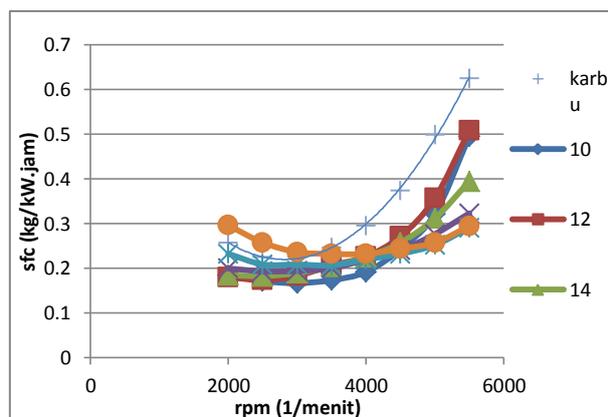
**Gambar 7.** Pengaruh waktu pengapian terhadap daya efektif pada variasi putaran mesin

Semakin cepat putaran mesin, maka putaran poros juga akan semakin cepat. Akan tetapi, pada putaran tertentu, torsi dan friksi yang terjadi lebih besar daripada kenaikan putaran yang terjadi sehingga daya justru akan turun. Karena semakin besar waktu pengapian, puncak dari torsi itu sendiri bergeser ke kanan maka puncak dari daya itu sendiri juga bergeser ke kanan. Pada karburator dayanya cenderung diantara grafik pengapian karena pengapian dari karburator sudah diatur sehingga menghasilkan daya yang sesuai. Pada putaran dibawah 4000 rpm waktu pengapian 10, 12, 14 memiliki

daya efektif lebih baik bila dibandingkan dengan karburator, sedangkan pada putaran diatas 4000 rpm waktu pengapian 16, 18, dan 20 memiliki daya efektif lebih baik dari karburator.

Konsumsi bahan bakar spesifik dapat didefinisikan sebagai laju aliran bahan bakar untuk memperoleh daya efektif. Besar kecilnya konsumsi bahan bakar spesifik (*sfc*) tergantung dari sempurna atau tidaknya campuran udara dan bahan bakar yang terbakar dalam ruang bakar. Dengan semakin sempurna pembakaran, maka daya yang dihasilkan akan semakin besar. Mesin yang digunakan menggunakan teknologi elektronik yang memiliki sensor debit udara yang melewati *throttle body* sehingga laju aliran bahan bakar akan cenderung tetap. Jadi faktor yang akan mempengaruhi konsumsi bahan bakar spesifik adalah besarnya daya yang dihasilkan.

Secara umum konsumsi bahan bakar spesifik pada saat putaran mesin rendah ke putaran mesin tinggi akan mengalami penurunan hingga pada putaran mesin tertentu akan meningkat lagi. Hal ini disebabkan semakin tinggi putaran mesin maka turbulensi aliran juga akan semakin besar sehingga membentuk homogenitas campuran bahan bakar dan udara yang lebih baik dan menghasilkan pembakaran yang lebih sempurna. Lalu pada putaran mesin yang terlalu tinggi, waktu yang digunakan untuk proses pembakarannya akan lebih sedikit yang menyebabkan sebagian bahan bakar tidak bisa terbakar secara sempurna.

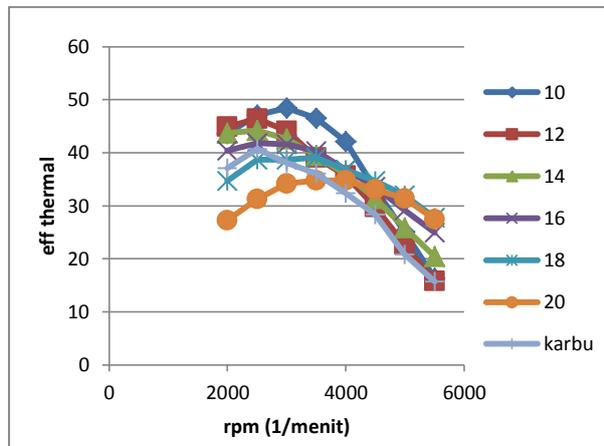


**Gambar 9.** Pengaruh waktu pengapian terhadap sfc pada variasi putaran mesin

Sesuai dengan uraian diatas bahwa *sfc* dipengaruhi oleh besarnya daya. Semakin bertambahnya waktu pengapian maka puncak terendah dari *sfc* ini semakin bergeser ke kanan. Pada waktu pengapian 10 derajat sebelum TMA, *sfc* nya cenderung naik dengan drastis sedangkan semakin besar waktu pengapian grafik *sfc* naiknya semakin landai. Pada karburator *sfc*nya terlihat paling tinggi karena pada karburator campuran bahan bakarnya lebih kaya dibandingkan dengan *port injection* dan daya yang dihasilkan pun cenderung sama. Rata-rata penurunan *sfc* tertinggi pada pengapian 10 derajat sebelum TMA dengan sistem pemasukan bahan bakar *port injection* adalah sebesar 29,28% bila dibandingkan dengan *sfc* karburator.

Efisiensi Termal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh motor pembakaran dalam.

Nilai efisiensi termal tergantung dari sempurna atau tidaknya campuran udara dan bahan bakar yang terbakar dalam ruang bakar.



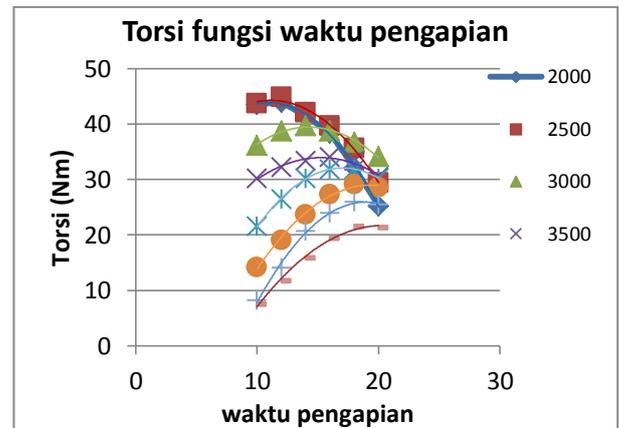
**Gambar 10.** Pengaruh waktu pengapian terhadap efisiensi termal pada variasi putaran mesin

Pada putaran tinggi, turbulensi yang terjadi cukup besar sehingga pencampuran bahan bakar dan udara baik tetapi waktu terjadinya pembakaran sangat cepat sehingga bahan bakar banyak yang terbuang. Ketika putaran turun, akan ada saat dimana turbulensi dan waktu pembakaran mencapai kondisi yang terbaik sehingga mendapatkan efisiensi yang paling optimal. Ketika putaran turun lagi, maka pencampuran bahan bakar berlangsung kurang baik, sehingga pembakaran yang terjadi kurang sempurna. Pada grafik efisiensi termal fungsi rpm terjadi pergeseran puncak maksimum. Dari waktu pengapian 10 derajat terjadi puncak pada rpm rendah. Semakin besar pengapiannya puncak maksimum dari efisiensi ini semakin bergeser ke kanan. Hal ini dikarenakan efisiensi dari pembakaran bahan bakar ini dipengaruhi oleh pengapian. Semakin tinggi putarannya, dibutuhkan memajukan waktu pengapian untuk mendapatkan daya yang besar dari pembakaran bahan bakar ini. Pada karburator efisiensi terlihat paling rendah karena pencampuran bahan bakar dan udara yang kaya dan menghasilkan daya yang relative sama sehingga efisiensi termalnya lebih rendah. Rata-rata kenaikan efisiensi tertinggi pada pengapian 18 derajat sebelum TMA dengan sistem pemasukan bahan bakar *port injection* adalah sebesar 44,34% bila dibandingkan dengan efisiensi termal karburator.

Sistem pengapian pada motor bensin berfungsi mengatur proses pembakaran campuran bensin dan udara di dalam silinder sesuai waktu yang sudah ditentukan yaitu pada akhir langkah kompresi. Saat penyalaan yang tepat sangat mempengaruhi proses pembakaran sempurna.

Dari grafik torsi fungsi waktu pengapian, didapat waktu pengapian paling bagus pada 2000 rpm adalah 12 derajat sebelum TMA. Pada putaran 2500 rpm pengapian yang paling baik adalah 12 derajat sebelum TMA. Pada putaran 3000 rpm pengapian yang paling baik adalah 14 derajat sebelum TMA. Pada putaran 3500 rpm pengapian yang paling baik adalah 16 derajat sebelum TMA. Pada putaran 4000 rpm pengapian yang paling baik adalah 16 derajat sebelum TMA. Pada putaran 4500 rpm pengapian yang baik adalah 18 derajat sebelum TMA. Pada putaran 5000 rpm

pengapian yang paling baik adalah 18 derajat sebelum TMA. Dan pada putaran 5500 rpm pengapian yang paling baik adalah 20 derajat sebelum TMA.



**Gambar 11.** Torsi fungsi waktu pengapian pada variasi putaran mesin

#### 4. KESIMPULAN

Pada Mapping waktu pengapian ada dua sumbu yang menunjukkan setingan waktu pengapian, yaitu bukaan katup kupu-kupu dan putaran yang digunakan. Mapping waktu pengapian, dimulai dari angka 10, 12, 14, 16, 18 dan 20, sebelum TMA. Berdasarkan mapping torsi terhadap waktu pengapian untuk sistem *port injection* didapatkan waktu pengapian 12 pada 2000 dan 2500 rpm, 14 pada 3000 rpm, 16 pada 3500 dan 4000 rpm, 18 pada 4500 dan 5000 rpm dan 20 pada 5500 rpm. Secara umum, hasil mapping waktu pengapian yang telah dilakukan dapat menghasilkan perbaikan unjuk kerja engine mulai 14 sampai 83%.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] Direktorat Pembekalan dan Pemasaran Dalam Negeri, Bahan Bakar Minyak, Pertamina, 1997.
- [2] Encyclopedia Britannica, *4 stroke otto cycle*, [www.EncyclopediaBritannica.co.uk](http://www.EncyclopediaBritannica.co.uk)  
<http://en.wikipedia.org/wiki/Ethanol>.
- [3] <http://en.wikipedia.org/wiki/injector>
- [4] [http://en.wikipedia.org/wiki/port\\_injection](http://en.wikipedia.org/wiki/port_injection)
- [5] John, B. Heywood, *Internal Combustion Engine*, Mc GrawHill, London, 1988.
- [6] Ma, fan hua, Shun Li, Jianbiao Zhao & Zhengliang Qi, *Effect of Compression Ratio and Spark Timing on the Power Performance and Combustion Characteristic of an HCNG Engine*, Tsinghua university, Beijing, 2012.
- [7] Mathur, M. L. & Sharma, R. P., *A Course in Internal Combustion Engines*, New Delhi: Dhanpat Rai & Sons, 3<sup>rd</sup> Edition, 1980.
- [8] Pratomo, Rinto Yoga, *Analisa Performa Sepeda Motor 4 Langkah 1 Silinder Fuel Injection 125 cc terhadap Variasi Campuran Premium-Ethanol (E10-E30)*, Depok: Universitas Indonesia, 2008.
- [9] Sayin, Cenk, *The Impact of Varying Spark Timing at Different Octan Number on the Performance and Emission Characteristics in a Gasoline Engine*, Marmara University, Istanbul, 2012.



- [10] Sudarmanta, B., Soeharto & Sampurno, “*Pengembangan prototipe mesin biodiesel dengan ruang bakar toroidal dan sistem injeksi bertingkat untuk pengendalian konsumsi bahan bakar dan emisi NO<sub>x</sub>*”, Penelitian Strategis Nasional, Dikti, 2012.
- [11] Sungkono. D, *Motor Bakar Torak (bensin)*, Itspress, Surabaya, 2011.
- [12] Treshow, Michael., *Air Pollution and Plant Life*, USA: Preface Ltd., 1985.
- [13] Turns, S. R., *An Introduction To Combustion Concepts and Application*, McGraw Hill, 1996.

## A NUMBER OF VENTING HOLES DISC BRAKE IMPACT ON STATIONARY TEST

Ian Hardianto Siahaan<sup>1)</sup>, Ervin Edi Hermawan<sup>2)</sup>

Mechanical Engineering Department Petra Christian University<sup>1,2)</sup>

Siwalankerto 121-131, Surabaya 60236, Indonesia<sup>1,2)</sup>

Phone: 0062-31-2983465, Fax: 0062-31-8417658<sup>1,2)</sup>

E-mail : ian@peter.petra.ac.id

### ABSTRACT

*Braking system is very important element to control velocity of vehicle when it is working on the road. Braking system concept always follows principle of normal force which it is using friction force method for rubbing on lining pad of disc brake. Braking system must able to overcome circumstances when working on high level of velocity and stopping on safe circumstances. In this research field orientation, a number of disc brake with sum of different venting holes are being tested by giving variable of velocity from 20 to 80 km/hours and being interfaced by different braking pressure (4 to 6 kg) on lining pad of disc brake on stationary test. In conclusion, the results show 24 venting holes which have been giving effective performing amongst all of the other of venting holes. Similar to other of venting holes with pertaining velocity of vehicle and braked pressure can be explained clearly with significant chart when it is going to develop by interfacing control system for finding effective stopping time especially when brake pad of disc brake will be produced in manufacturing process as product consideration.*

**Keywords:** Venting holes, disc brake, stationary test, braking system, number.

### 1. INTRODUCTION

Braking system is important element which relating to human safety factor when riding a vehicle on the road. Braking is defined as an element which has purpose to decline velocity of vehicle or to stop mechanical movement. According to Greek, it is called "Frein" and "Rem" in Indonesian language which refers to Netherlands language. Generally, braking system is designed to overcome velocity of vehicle when it is conducting for turning movement and for stopping velocity of vehicle. Most of vehicles have complexity of braking that they are either combined by hydraulics system, vacuum, electrical or mechanical system. When the brake pedal is pressed the force is amplified using a lever. From there a vacuum generated from the engine is used to assist the brake pedal motion. That motion is transferred through hydraulic fluid in all directions until it reach the braking unit on each wheel. This complex configuration can be simplified and improved using brake by wire. A driver should be easy to use braking system for declining velocity of vehicle by giving warning system to solve braking problem fast. According to Mr. Rahardjo Tirtatmodjo who explain of braking standard must involve high speed stopping at maximum velocity 100 mph (161km/hour) without skidding when brake pedal is being pressed at 200 lb (890 N). Braking system must be also tested either in wearing circumstances, in the road with full of water or when parts of its system is being devastated. Real braking test should be tested either in winter or dry season to know its performance. Braking system also should be dry fast when passing either in wet road or ashy road to maintain braking ability operate well.

On this paper, disc brake is limited to one circumstance from some of treatments that have been explained previously with many circumstances. Similar to previous explanation that on this paper is only done by stationary test to know

accuracy of impact number of venting holes which being related to stopping time. There are some parameters that they are used or this stationary test i.e.: stopping time, braking load or pressurized loading, and velocity of vehicle.

Performance of disc brake depends on thickness of brake pads and it must be not less 1 mm. Disc brake uses a new homogenous brake pad on stationary test which is higher thickness than standard to ease experimentation results without considering thickness of brake pads. There are some types of motor cycle disc brake that can be showed on this below figure and encountered in market places.



Figure 1. Types of disc Brake on Market Places

### 2. THEORY OF BACKGROUND

To get effective braking from a number of venting holes is a purpose of this paper. There are two circumstances which are causing circumstances, i.e.: skidding and not skidding. Skidding is defined by multiplying force which pressing either caliper, brake pads, pistons, valve or actuator of hydraulic system with radius of disc brake. Generally, transmission force will rise over three times of master cylinder pressure. Disc brake has low temperature velocity which is used to distribute heat energy as result of friction force. Even disc brake has advantage, but also has disadvantage for instance ashy from circumstance which enter opened construction of disc brake. Sometimes, ashy from road makes disturbance so that brake pad is getting worse which making brake pad become weary

circumstances. If rotor is thinner and thinner, then it will not give effective for gripping of the rotor. Braking system uses friction force to retard velocity of vehicle when brake pedal is activated. Friction force is an ability of object against surface from sliding. When an object is sliding against steady surface or remained space shows that a force is working on the object.

On disc brake, there is external pressure which is appeared by braking pressure on wall surface of brake caliper and piston caliper. Friction force that would be being happen is piston force which is multiplied by friction force of brake pad. Operational hydraulic system is based on Pascal Law. Pascal says that fluid will spread in all directions with equal force. Principle of disc brake is used to access on its accessing. Pressure is given against brake oil in closed loop which is continued in all directions by giving equal pressure. Braking system should have master cylinder, ball cylinder, hydraulic valve which has abilities to change, to keep, to delay, and to compare external pressure. Generally, channel of oil brake is a flexible channel for joining master cylinder to wheel cylinder.

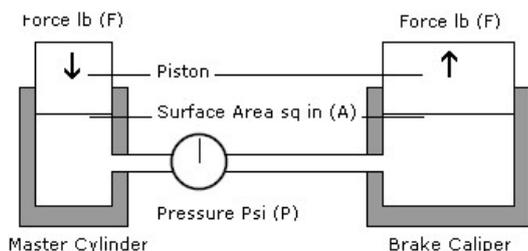


Figure 2. Principle of Motorcycle Brake Systems

Furthermore, force is calculated by multiplying pressure with piston area. It is simplified by equation below:

$$F = P/A \quad (1)$$

Whereas:

F = Force (Newton)

P = Pressure (N/m<sup>2</sup>)

A = Surface area (m<sup>2</sup>)

Due to equation (1), balance system for the principle of brake system can be simplified by equation:

$$(\text{Weight}_1 / \text{weight}_2) = (\text{Surface area}_1) / (\text{Surface area}_2) \quad (2)$$

Or:

$$(\text{Weight}_1 / \text{weight}_2) = (\text{Distance of area}_1 \text{ moving decline}) / (\text{distance of area}_2 \text{ moving rise}) \quad (3)$$

Derived from equation (3) is simplified by formulation,

$$W_1 \times S_1 = W_2 \times S_2 \quad (4)$$

Thus, pressure which working to every elements will change, if pressure of the system is changed. Basic principle of this braking system is manipulated by automobile braking system by knowing fluid capacity of small area which is working in piston of master cylinder and huge area which consist of piston and wheel cylinder. Similarly, expression of disc brake mechanism is explained by figure 2 that are consists of parts element to support mechanism of braking movement either for controlling or stopping vehicle.

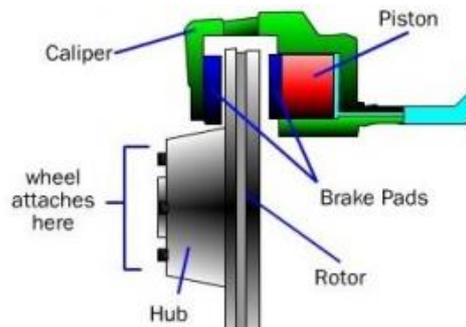


Figure 3. Disc Brake Mechanism

Friction force on the disc brake will decline velocity of vehicle. Surface friction of brake pad and disc have friction force that have equal force. Force which is working to decline vehicle of velocity, really it is happened on thread of tire. Size of disc brake is smaller than wheel diameter which shows appropriate diameter of tire to disc brake. To calculate friction force which support rotor, i.e.:

$$\text{Rotor Friction Force} = F \times \mu \times 2 \text{ (surface friction)} \quad (5)$$

Whereas:

F = Activated force which is generated by oil pressure on caliper piston (N)

$\mu$  = Coefficient of friction

In addition, friction force which happen apparently between thread of tire and disc brake is calculated by equation 6,

$$\text{Friction Force} = \text{Rotor Friction Force} \times (\text{Disc brake diameter} / \text{Thread of tire diameter}) \quad (6)$$

### 3. RESEARCH METHODOLOGY

On stationary test, there are two steps which supporting for this experiment. First step is to provide for tools and materials to support for stationary test. Second step is to fill in worksheets data to analyze influence of a number venting holes which are working.

For providing tools and material will follow the instruction, i.e.:

- Preparing motor cycle which supports stationary test
- Fixing disc brake 24-venting holes, 32-venting holes and 42-venting holes at motorcycle
- Preparing pen, worksheet paper, stopwatch, weight
- Adjusted a roller wheel of selected motorcycle

For filling up worksheet data will follow the instructional test, i.e.:

- Preparing for setting motorcycle position that have been put it on the roller at rear wheel which selects of velocity on it, respectively : 20 km/h, 40 km/h, 60 km/h and 80 km/h.
- After giving the weights are according to appropriate velocity by falling down the loads respectively: 4 kg, 5 kg, and 6 kg.
- Three times for taking test parameters for evaluating results when the rear motorcycles have been stopped. Statistical method is applied to accommodate faults result during processing test
- Writing down the results of test on paper as results of braking performance during test.

Tools and materials that used on stationary test, i.e.:

- Supported roller, for holding of rear wheel and makes the tire is not forward or forward during the testing experiment.



**Figure 4.** Supported Roller

- Motorcycle, for testing experiment is used Supra X in good condition including excellent performance for getting the results. This motorcycle is selected because every people uses this type and their parts are easy to find in market places. It is the best characteristic why this paper chooses this motorcycle and scheduling maintenance system is easy to adjust in anytime that it is used by adjuster.



**Figure 5.** Supra X 125 R

- Weighting Scale, for testing experiment technique is used as braking load against to brake pedal. To give each weights is important to know stopping time during the load have been giving during the tests. Braking distance can be counted by physics formulation after each clear test time.



**Figure 6.** Weighting Scale

- Disc brake, 24- venting holes



**Figure 7.** 24-Venting Holes

- Disc brake, 32- venting holes



**Figure 8.** 32-Venting Holes

- Disc brake, 40- venting holes



**Figure 9.** 40-Venting Holes

The three types of disc brake with different venting holes should have the equal material properties for testing evaluation so that the results could be approximated significantly.

#### 4. RESULT AND DISCUSSION

There are three recapitulation graphs which explain about the impact of a number venting holes by interfacing different braking load on brake pad.

Firstly, the data illustrates the impact of a number of venting holes by giving pressure load 4 kg at different



velocities. The graph shows stopping time data as a result of different number venting holes. Braking performance of 24 venting holes is shown that stopping time is better than others. Stopping distance rises while velocity increases at equal conditions. Similarly, stopping distance of 32 venting holes and 40 venting holes rises during increasing of velocity.

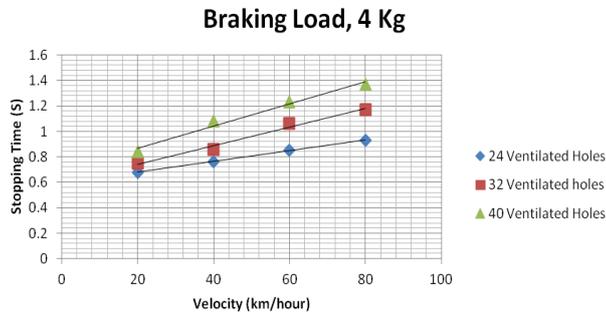


Figure 10. Velocity Vs Stopping Time

Secondly, the data illustrates the impact of a number of venting holes by giving pressure load 5 kg at different velocities. The graph also shows stopping time data as results of different number venting holes. Braking performance of 24 venting holes is still shorter than 32 and 40 venting holes

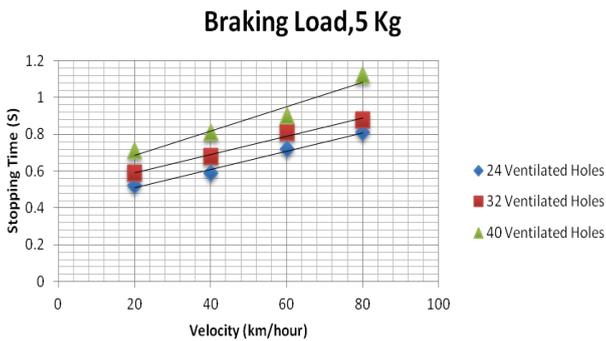


Figure 11. Velocity Vs Stopping Time

Thirdly, the data illustrates the impact of a number of venting holes by giving pressure load 6 kg at different velocities. The graph also shows stopping time data as results of different number venting holes. Braking performance of 24 venting holes is still shorter than 32 and 40 venting holes

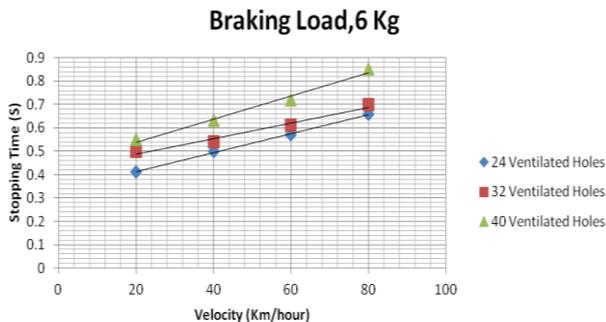


Figure 11. Velocity Vs Stopping Time

Finally, 24-venting holes shows a shorter time to stop vehicle even by increasing of braking load than the other of venting holes. According to the hypothesis that sum of venting holes determine the ability of vehicle to control well.

## 5. CONCLUSION

On this paper shows that sum of venting holes have some impacts for filling up the choice of braking performance.

- Disc brake with 24 venting holes has a shorter time to stop or to decrease stopping time.
- Increasing of velocity gives higher stopping distance during stationary test
- To give effective braking system will choose the lowest sum of venting holes in market place to decline stopping time.
- Human safety factor will be being increasing when riding motor cycle with a small sum of venting holes.
- Increasing of braking load influences stopping time.
- For safety riding will be better to fix motorcycle with lower sum of venting holes and by decreasing velocity of vehicle with higher braking load.

## REFERENCES

- [1] Crouse, William, "Automotive Mechanics", The Drayden Press, USA 1993.
- [2] Northop, R.S., "Teknik Reparasi Sepeda Motor", Pustaka Setia, Bandung, 2004.
- [3] Owen, Clifton, "Automotive Brake System", Haynes, North America, California, 2004.
- [4] Sutantra, I.N, "Teknologi Otomotif, Teori dan Aplikasinya", Guna Widya, Surabaya, 2001
- [5] Albert, Christian, "Pengaruh Perubahan Diameter Lubang Ventilasi Pada Pringan Cakram Terhadap Jarak Pengereman Pada Pengujian Stasioner," UK Petra, Surabaya, 2009
- [6] Budynas, G Richard, "Shigley's Mechanical Engineering Design", (8<sup>th</sup> ed) New York Mc Graw Hill, 2004
- [7] Sularso, dan Suga, Kiyokatsu, "Dasar Perencanaan dan Pemilihan Element", Jakarta, PT Pradya Paramita
- [8] Hermawan, Ervin Edi, "Pengaruh Jumlah Lubang Ventilasi Lingkaran Untuk Rem Cakram Pada Pengujian Stasioner", UK Petra, Surabaya, 2009



## ON BOARD DIAGNOSTIC FOR VEHICLE PREVENTIVE MAINTENANCE

Ian Hardianto Siahaan<sup>1)</sup>, Ninuk Jonoadj<sup>2)</sup>

Mechanical Engineering Department Petra Christian University<sup>1,2)</sup>

At .Siwalankerto 121-131, Surabaya 60236. Indonesia<sup>1,2)</sup>

Phone: 0062-31-2983465, Fax: 0062-31-8417658<sup>1,2)</sup>

E-mail : ian@peter.petra.ac.id<sup>1)</sup>, ninukj@petra.ac.id<sup>2)</sup>

### ABSTRACT

*Preventive maintenance is one of other issues to maintain vehicle performance. Every vehicle needs a good handling when it is going to be worked on the road. Vehicle are consists of spare parts. Paying attention for the spare parts must be considered by every driver. Preventive maintenance is conducted to decrease costs as a results of used vehicle. When doing preventive maintenance, there are many types of works that should be known by a driver i.e.: checking parts, settlement, replacement, etc. In this study, distance kilometer and operational interval service in periodic level are being consideration to give information about vehicle preventive maintenance areas which is being showed it on board diagnostic warning on vehicle dashboard. In this study, the two parameters generally determine vehicle preventive maintenance diagnostic as the impact of them as long as a periodic time. Instrument process by using fuzzy design which can show us about stepping that should have to be done when it is working. When reading the information from on board diagnostic, the position of diagnostic instrument will show if it is the time for setting, checking or replacing of all parts. There are some conditions can be showed by instrumentation designing. Firstly, when the diagnostic position is showing null level can express that it is not being necessary to do anything for doing maintenance time. At the second, when diagnostic position is between at null level and one level the instrument can give the information needs to be checked at the areas of preventive maintenance including i.e. checked, settling and replacing of the spare parts to be maintained. The third, when the lamp shows us full level (one level), this instrument shows us to do breakdown vehicle maintenance. The diagnostic instrument is on the dashboard by using analog device for giving information about vehicle performance.*

**Keywords:** Preventive maintenance, instrument, full level.

### 1. INTRODUCTION

Preventive maintenance is very important schedule to maintain vehicle from any damages in the future. There are a few level of preventive maintaining vehicle i.e. checked level, settling level and replacing level. Vehicle are consist of elements which support element to others. Generally, the purpose of vehicle maintenance are to keep vehicle remain steady well. The most important things is how to ride vehicle safely on the road without any disturbance will be happen in the future especially as a transportation for achieving economic growth. There are many activities which is categorized as maintenance procedure, i.e.: cleaning, checking and fastening elements, lubricating element, providing spare parts, light duties, heavy duties, and etc. Maintenance strategy and maintenance design need to reach its performance. Ability to lubricate elements, setting, repairing, and detecting from damages are wide scope for maintaining vehicle. Sporing-balancing is one solution for getting data about vehicle physical information. Problems like vibration, un-stability, handling will get soon after doing test. Settling process must be appropriate either rear wheel or front wheel. Settling time is used for keeping vehicle remain steady as affection of worn tire continuously. There are some symptom which make unstability, i.e. passing highway in un-normal condition, giving vehicle load continuously without stopping. According to field experience checking for tire, checking for tie rod, end tie rod, ball joint, etc, and checking bushing and others will be priority ways for having knowledge about recent vehicle physical condition. Geometrical sporing-balancing will be listed by instrumentation

and reported information prepares to fixing. Information about setting time will go on after checking time has been done clearly. Doing for sporing-balancing periodically, rotating tire correctly, following the direction of tire, checking for all of parts (steering, chassis, body, Air Conditioning, brake, electrical rig, engine, etc), doing sporing-balancing and brake caliper when it has been 10.000 km., giving grease on bearing until 20.000 km, avoiding from damage highway, avoiding from replacing tire with expired tire, etc will make vehicle performance keeping steady in the future.

### 2. THEORY BACKGROUND

Occasionally, preventive maintenance is focused to work by cleaning, inspection, small repair, and lubrication. Almost people divide level of maintenances i.e.: unplanned maintenance, planned maintenance, breakdown maintenance, preventive maintenance, corrective maintenance, running maintenance, and shutdown maintenance, etc. Further information about level of maintenance is shown figure 1. Explanation about type maintenance gives an encouragement for conducting level of maintenance.

Preventive maintenance (PM) by itself is to keep performance that makes duration time will be longer. To maintain its performance versus time can be either explained as retarding time cycle. Without doing preventive maintenance cause time performance will be shorter than with preventive maintenance. It is mean that preventive maintenance makes components performance will decrease in incremental period time slowly.

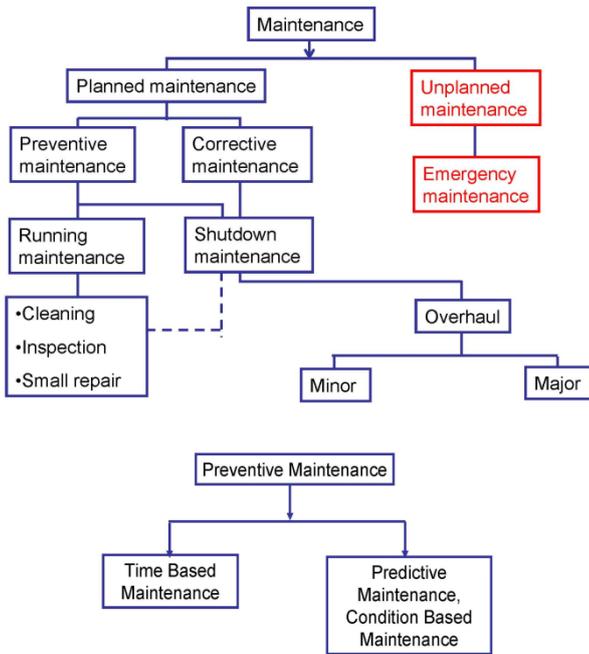


Figure 1. Classification of Maintenance and Preventive Maintenance

Vehicle has been having fails when riding on highway because of some factors, i.e.: scuffing, galling, fretting, abrasion, fatigue, corrosion, erosion, aging, unwell lubrication, pollutant contamination, overheated, and miss-alignment, etc. Moreover, developing of conceptual maintenance is drawn in figure 2 below,

Arrangement of scheduling time for preventive maintenance is absolute very important to do for preparing replacing or settlement time of vehicle. According to the catalogue of vehicle, there are many different circumstances which has been supporting them that should be paid attention such as figure 3.

Strategy	Reactive, Run To Failure	Preventive Maintenance	Predictive Maintenance	Proactive Maintenance
Definition	Fix it when it breaks. Run to Failure	Conduct maintenance at regular intervals	Maintain based upon known condition/standard	Redesign to eliminate root cause of failure
Advantages (when implemented correctly)	Cheap	Can be planned for or scheduled	Can spot potential failure	Less maintenance required
Disadvantages (when implemented correctly)	High spare stock level. Emergency outages	Unnecessary replacement of parts. Poor utilization of labor.	Costly if implemented incorrectly	Could be expensive
Component you would maintain	Head light	Oil change	Automobile tires	2 year lease

Figure 2. Conceptual Maintenance

Deciding the main research observe limitation of data are having level of vehicle distance from 0 – 100.000 km and service periodic level 0-48 months. However, limitation of data depends on type of vehicle and its performance. On this paper try to draw expectation of vehicle preventive maintenance which support figure 3 as a basic start for simplified research.

Generally, electrical body is rarely to check by driver because of minimal problems which is found. on above table have stated that not more and not less six months must be check condition including lighting lamp. Checking for fitting and wired joining should be accessed according to preventive maintenance schedule.

INTERNAL SERVIS	A. Setel												L. Lumasi											
km	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100		
STERING																								
REM																								
REMPARUR																								
SUSPENSI																								
KELISTRUKSIAN																								
RODARODA																								
LAIN-LAIN																								

Figure 3. Maintenance Schedule



Figure 4. Vehicle Electrical Body

There are some parts must be checked, settled, and replacing new parts when has been broken, i.e.: front fog lamp, parking lamps, front indicators, low beam lamps, side indicator, high beam lamps, etc. By adding preventive maintenance instrumentation should be checked to give information about faults correctly.

### 3. RESEARCH METHODOLOGY

Essentially, research progress which is displayed on this paper depends on steps for getting an accurate result, i.e.:

- Preparing for tools to support parameters. To support it by using Fuzzy Takagi-sugeno for starting the process for identifying involved parameter.

- Identify membership function of parameters to arrange level of confidence parameter for achieving target  
 Distance Kilometer:  $0 \leq \text{Distance\_Kilometer} \leq 100.000$  km  
 Periodical Time :  $0 \leq \text{Service\_Periodical time} \leq 48$  months  
 Lamp position :  $\text{OFF} \leq \text{WARNING} \leq \text{ON}$
- Finding the results of lamp position by giving rule editor.
  - Rule 1: If Distance Kilometer is low and length of periodical time is beginning then lamp position is off
  - Rule 2: If Distance Kilometer is medium and length of periodical time is middle then lamp position is warning
  - Rule 3: If Distance Kilometer is high and length of periodical time is ending then lamp position is on
- Using servomotor to move solenoid-actuator based on distance instrumentation by setting variable position so that can be read lamp position below by ultrasonic sensor OFF, WARNING, and ON appropriate to on board diagnostic below at vehicle dashboard
- Lamp will be blaze when solenoid position has been reached ON position and is displayed at on board diagnostic.



Figure 4. Reading of Lamp Position by Sensor and Full Level

#### 4. RESULT AND DISCUSSION

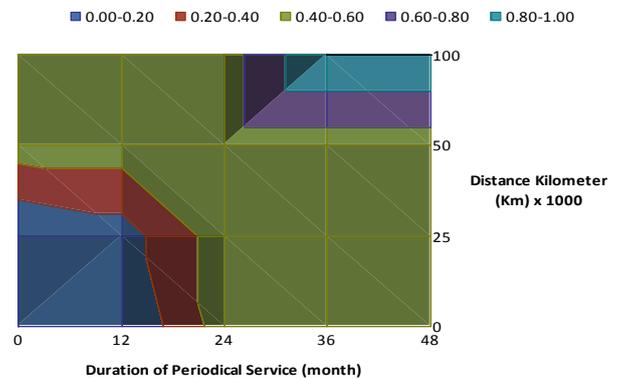
Based on fuzzy design instrument, electronic control unit (ECU) will inform solenoid-actuator to do its works to fill up design completely which is appropriate to results:

Table 1. Lamp Position for Preventive Maintenance Instrument

DISTANCE (Km)	LENGTH OF PERIODICAL SERVICE TIME (Month)				
	0	12	24	36	48
0	0.00	0.00	0.50	0.50	0.50
25	0.00	0.10	0.50	0.50	0.50
50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50
75	0.50	0.50	0.50	0.79	1.00
100	0.50	0.50	0.50	1.00	1.00

Based on diagram below, position lamp will be easy to read input which are consist of parameter, i.e: length of periodical service time and distance kilometer. The position lamp can be mapped to inform a driver about physical preventive maintenance and giving notes when should deliver vehicle to workshop for repairing and replacing by equipment tools.

Diagram of Lamp Position



If length of service periodical time is bigger and bigger without considering distance vehicle, the lamp position will give warning position to prepare for setting and replacing any parts that is having problem. Similar to distance kilometer is bigger and bigger without considering length of periodical time is giving warning position. But, If involving the two parameter s will give the update condition about physical information about vehicle. If lamp position is above 0.5, the circumstance shows that vehicle should deliver to workshop for fast handling or damages will be happening.

#### 5. CONCLUSION

Research shows that on board diagnostic of preventive maintenance is a tool to help driver for checking, setting, and replacing the element before having damages in the future. Instrument will decrease timing for servicing by following schedule time.

Fuzzy design helps us to identify parameter so that the result will be accurate and acceptable for doing validity. Fuzzy controller will also give information about physical condition of vehicle by showing the blaze lamp to remind driver for servicing vehicle.

#### REFERENCES

- [1] Crouse, William, "Automotive Mechanics", The Drayden Press, USA 1993.
- [2] Northop, R.S., "Teknik Reparasi Sepeda Motor", Pustaka Setia, Bandung, 2004.
- [3] Owen, Clifton, "Automotive Brake System", Haynes, North America, California, 2004.
- [4] Sutantra, I.N., "Teknologi Otomotif, Teori dan Aplikasinya", Guna Widya, Surabaya, 2001



ISBN 978-979-25-4417-6



9789792544176

**Panitia Seminar Nasional Teknik Mesin 8**  
**Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri**  
**Universitas Kristen Petra**  
Jl. Siwalankerto 121 - 131, Surabaya  
<http://sntm.petra.ac.id>  
e-mail : [sntm@peter.petra.ac.id](mailto:sntm@peter.petra.ac.id)  
Cc : [sntm.petra@gmail.com](mailto:sntm.petra@gmail.com)  
Telp : (031) 298-3464, 298-3465, 298-3472  
Fax : (031) 841-7658