

PERANCANGAN BLOWER UNTUK GASIFIER

Hary Wibowo¹, S. Evriliadi², Adi Purwanto³

^{1,2,3}Jurusan Teknik Mesin Institut Sains Teknologi AKPRIND Yogyakarta
e-mail :¹harywib@akprind.ac.id, ²evriliadi@gmail.com, ³adi@akprind.ac.id,

ABSTRACT

A Blower is an important part of a gasifier installation. The Blower is used as an air supply in the combustion process that occurs in the gasifier tube. Air is needed in the combustion process. Blower design is strongly influenced by the amount of capacity required for combustion and the location where it is installed. The Blower construction design for air supply in this gasifier installation includes: impeller design, shaft design and conch housing design. The results of the Blower design can be concluded as follows: the type of Blower is centrifugal. The number of Blowers needed is two, each Blower has the same specifications, including: 7093 ft of pressure, 35 ft³/min capacity, 14.7 psia atmospheric pressure, 8.5 psig discharger pressure, the type of drive is an electric motor with a rotating speed of 1450 rpm. The main components of a centrifugal Blower are the impeller, the conch housing, the shaft and the drive motor.

Keywords: centrifugal Blower, gasification installation, air supply

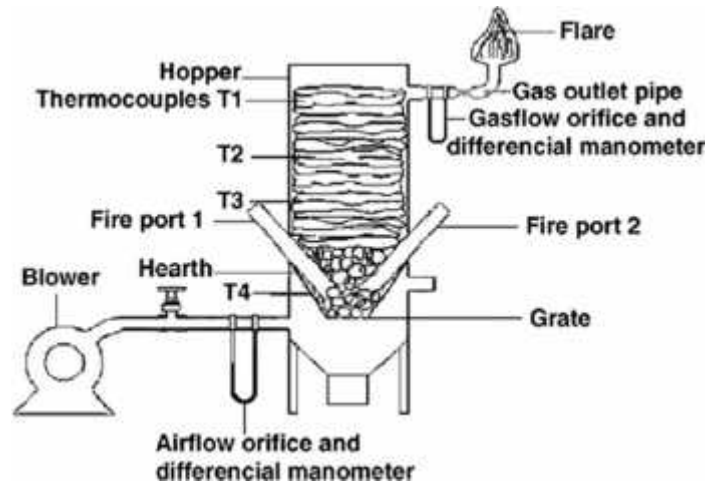
INTISARI

Blower adalah salah satu bagian penting dalam instalasi gasifier. Blower digunakan sebagai penyuplai udara pada proses pembakaran yang terjadi di dalam tabung gasifier. Penyediaan udara sangat dibutuhkan dalam proses pembakaran. Perancangan Blower sangat dipengaruhi oleh besarnya kapasitas yang dibutuhkan dalam pembakaran dan lokasi tempat pemasangannya. Perancangan konstruksi Blower untuk penyediaan udara pada instalasi gasifier ini, meliputi: perancangan impeller, perancangan poros dan perancangan rumah keong. Hasil dari perancangan Blower dapat disimpulkan sebagai berikut: jenis Blower adalah sentrifugal. Jumlah Blower yang dibutuhkan adalah dua buah, setiap Blower memiliki spesifikasi yang sama, antara lain: tinggi tekan 7093 ft, kapasitas 35 ft³/menit, tekanan atmosfer 14,7 psia, tekanan discharger 8,5 psig, jenis penggerak adalah motor listrik dengan kecepatan putar 1450 rpm. Komponen utama Blower sentrifugal adalah impeller, rumah keong, poros dan motor penggerak.

Kata kunci: Blower sentrifugal, gasifier, penyuplai udara

1. PENDAHULUAN

Pada instalasi Gasifier terdapat banyak sekali komponen, komponen satu dengan yang lain akan saling terhubung dan mempunyai peran masing-masing (Abubakar, 2014). Perencanaan dan perhitungan merupakan hal yang paling penting dalam pembuatan suatu alat. Oleh karena itu, ilmu desain dan perhitungan akan sangat berguna dalam tahap perencanaan mesin. Naskah ini melaporkan tentang perancangan salah satu komponen penting dari gasifier yaitu *Blower*. *Blower* berfungsi sebagai penyuplai udara untuk proses pembakaran yang terjadi di dalam gasifier. Oleh karena itu, kapasitas dan jenis *Blower* akan sangat berpengaruh terhadap proses pembakaran yang terjadi. Melalui perhitungan kebutuhan udara yang diperlukan pada instalasi gasifier, kapasitas dan jenis *Blower* bisa ditentukan. *Blower* dan kipas adalah mesin turbo yang banyak digunakan dalam kehidupan industri dan rumah tangga saat ini. Perlu diketahui bahwa desain mesin turbo tersebut merupakan proses interdisipliner, yang melibatkan aerodinamika, termodinamika, dinamika fluida, analisis tegangan, analisis getaran, pemilihan material, dan persyaratan pembuatan (Bleier, 2013). Ardiansyah (2006) melakukan rancang bangun instalasi pengujian *Blower* sentrifugal, hasil analisisnya menunjukkan hubungan v_s vs Q pada grafik efisiensi dengan kapasitas terlihat bahwa pada saat tercapainya efisiensi maksimum, apabila kapasitas diperbesar lagi efisiensi akan menurun. Grafik P_2 vs Q pada grafik tekanan ruang terhadap kapasitas mengalami penurunan, ini menunjukkan apabila kapasitas diperbesar maka tekanan ruang mengecil. Gambar 1 menunjukkan skema pemakaian *Blower* untuk proses gasifier.



Gambar 1. Skema penggunaan *Blower* pada instalasi Gasifier (A. Saravanakumar, 2007)

Prinsip-prinsip yang terlibat dalam desain *Blower* mirip dengan pompa sentrifugal kecuali fakta bahwa istilah “pompa sentrifugal” sering dikaitkan dengan cairan sebagai fluida kerjanya, sedangkan *Blower* dimaksudkan untuk mengalirkan fluida udara (Dietzel, 1980). *Blower* oleh karena itu dapat digambarkan sebagai perangkat, yang mengubah energi ‘driver’ menjadi energi kinetik dalam fluida dengan mempercepatnya ke tepi luar perangkat berputar yang dikenal sebagai impeller. Impeller, yang digerakkan oleh poros *Blower* menambahkan komponen kecepatan ke fluida dengan membuang fluida secara sentrifugal dari ujung baling-baling impeller (Adekunle et al., 2008). Impeller merupakan bagian terpenting dari komponen *Blower* karena kinerjanya secara tidak sengaja menentukan kinerja *Blower*. Impeller pada dasarnya adalah struktur berbentuk cakram dengan baling-baling yang menghasilkan hisap sebenarnya dalam *Blower* (Sanda, 2012). Impeller selalu ditempatkan langsung pada poros motor listrik sehingga berputar dengan kecepatan yang sangat tinggi. Efek gaya sentrifugal yang bekerja pada udara yang berputar di dalam impeller menimbulkan efek hisap terhadap udara.

Penelitian ini memaparkan desain dan pengembangan *Blower* untuk digunakan dalam pengoperasian gasifier downdraft tipe batch berkapasitas rendah. Saat mendesain *Blower*, parameter desain impeller yang paling penting untuk ditentukan dikelompokkan ke dalam tiga kategori dan digunakan dalam konstruksi. Kelompok tersebut adalah: Parameter Geometris (Diameter ujung, diameter hub dan lebar ujung), Kondisi operasi (Tekanan total masuk, suhu total masuk dan densitas fluida), dan Karakteristik kinerja (parameter aliran massa, rasio tekanan dan kecepatan spesifik).

2. METODE PENELITIAN

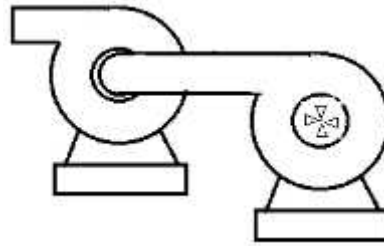
2.a Parameter Awal

Parameter yang dimaksud adalah spesifikasi utama yang disesuaikan dengan kondisi pada konstruksi gasifier dengan diameter 50 cm dan tinggi 200 cm dengan kecepatan aliran udara masuk $30 \text{ ft}^3/\text{m}$. Karena pada instalasi terdapat dua buah *Blower* dengan spesifikasi yang sama, maka perhitungan hanya dilakukan satu kali. Parameter utama yang didapat adalah sebagai berikut :

- Putaran motor (n) : 1450 rpm
- Kapasitas (Q) : $35 \text{ ft}^3/\text{menit}$
- Tekanan atmosfer (Pa) : 14,7 psia
- Tetapan gas (R) : 53,34 psia
- Jumlah *Blower* : 2 buah seri
- Temperatur udara (T_a) : 86°F
- Diameter poros (D_s) : 0,75 inci
- Diameter hub (D_h) : 1,5 inci
- Diameter luar impeller (D_2) : 8 inci
- Jumlah sudu : 27 buah
- Diameter pipa inlet/outlet : 3,5 inci

Pemasangan dua buah *Blower* dengan spesifikasi yang sama disambung secara seri. Udara yang dialirkan dari *Blower* pertama akan diteruskan ke *Blower* kedua, dan dari *Blower* kedua akan diteruskan ke ruang pembakaran gasifier. Hal ini dimaksudkan sebagai berikut :

- Menyesuaikan konstruksi gasifier dan spesifikasi *Blower* di pasar (pada umumnya)
- Menambah kapasitas (Q) dari penyuplai udara ke gasifier
- Agar udara yang dialirkan dapat maksimal sesuai perhitungan.



Gambar 2. Instalasi Blower disusun secara seri

Bagian utama dalam Blower adalah sebagai meliputi

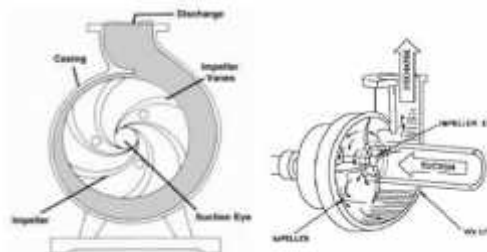
Impeller adalah komponen yang berputar dari Blower sentrifugal yang berfungsi untuk menstransfer energi dari motor dengan mempercepat fluida keluar dari pusat rotasi (Lazarkiewics, 1965). Impeller biasanya berbentuk silinder pendek dengan inlet terbuka untuk menerima fluida yang masuk, dan sudu untuk mendorong fluida secara radial. Biasanya impeller dibuat dari material logam cor melalui proses pengecoran logam.

Rumah keong (*volute*) merupakan casing dari Blower itu sendiri. Berfungsi sebagai pelindung (wadah) dari terjadinya proses penyerapan fluida sampai pelepasan fluida. Rumah keong juga berfungsi untuk mengubah tinggi tekan akibat kecepatan (*velocity head*) sehingga aliran fluida meninggalkan impeller seefisien mungkin.

Poros berfungsi sebagai penahan hampir semua komponen di dalam Blower. Bahan yang dipakai dalam pembuatan poros harus dapat menahan beban puntir dan beban kejut yang dimungkinkan terjadi pada saat Blower beroperasi, juga mempertimbangkan ukuran standar yang ada. Maka dipilih baja karbon untuk konstruksi mesin (JIS G 4501) dengan lambang S40C yang mempunyai kekuatan tarik 55 kg/mm^2 (Sularso, 1997).

Bantalan adalah elemen mesin yang dapat menahan poros beban, sehingga putaran atau gerakan bolak balik dapat berlangsung secara halus, aman dan tahan lama. Bantalan harus kuat untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik. Apabila bantalan tidak bekerja dengan baik maka prestasi seluruh sistem akan menurun atau tidak dapat bekerja dengan semestinya (Sularso, 1997).

Motor listrik (penggerak) berfungsi sebagai penggerak impeller yang digerakan melalui penghubung yaitu poros atau $D_s D_s$. Motor penggerak akan menggunakan kecepatan dan daya kuda yang sesuai dengan kebutuhan Blower saja. Hal ini dimaksudkan agar energi bisa digunakan dengan efisien.



Gambar 3. Bagian-bagian Blower (Sularso, 2004)

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.a Penentuan Jenis Blower

Perbandingan overall dapat dicari menggunakan Persamaan (1) (Austin H, Church, 1986)

$$\epsilon_p = \frac{P_a + P_d}{P_a} \quad (1)$$

Sehingga, $\epsilon_p = \frac{14,7+8,5}{14,7} = 1,578$; $\epsilon_p^{0,283} - 1 = 0,1378$

Tinggi-tekan adiabatik total dapat dicari menggunakan Persamaan (2) (Austin H, Church, 1986)

$$H_{ad} = \frac{RT_a}{0,283} (\epsilon_p^{0,283} - 1) \quad (2)$$

Dalam hal ini :

$$H_{ad} \text{ (Tinggi tekan adiabatik)} = \frac{53,34 \times 546 \times 0,1378}{0,283} = 14185 \text{ ft}$$

Tinggi tekan adiabatik per Blower $H_{ad} = \frac{14185}{2} = 7092,73 \text{ ft} \approx 7093 \text{ ft}$

Dengan menganggap kecepatan melalui mata impeller V_0 sebesar 350 ft/detik , maka. Tinggi-tekan akibat kecepatan dapat dicari menggunakan Persamaan (3).

$$H_v = \frac{V_0^2}{2g} \quad (3)$$

Sehingga, $H_v = \frac{350^2}{2 \times 32,2} = 1898,63 \text{ ft}$

$$\epsilon_p^{0.283} - 1 = \frac{k-1}{k} \frac{H}{RT_a} \quad (4)$$

Sehingga, $\epsilon_p^{0.283} = 0,01845$, maka, $\epsilon_p = 1,0667$. Tekanan yang terjadi di dalam impeller dapat dicari menggunakan Persamaan (5)

$$p_0 = \frac{P_a}{\epsilon_p} \quad (5)$$

Sehingga, $p_0 = 13,78$ lb.per in^2 abs. Temperatur udara di dalam mata impeller dapat dicari menggunakan Persamaan (6).

$$T_0 = \frac{T_a}{\epsilon_p^{0.283}} \quad (6)$$

Sehingga, $T_0 = 536^\circ\text{F}$ abs. Bobot spesifik udara di dalam mata impeller dapat dicari menggunakan Persamaan (6.1)

$$\gamma_0 = \frac{P_0}{RT_0} \quad (6.1)$$

sehingga, $\gamma_0 = 0,0694$ lb/ft³. Laju aliran melalui mata impeller dapat dicari menggunakan Persamaan (6.2).

$$Q_0 = \frac{w}{\gamma_0} \quad (6.2)$$

Sehingga, $Q_0 = 0,58$ ft³/detik. Sesuai dengan hasil perhitungan didapatkan bahwa Blower disyaratkan mampu melayani total tinggi tekan 7092,73 ft \approx 212 bar dan kapasitas hisap Blower 0,58 ft³/detik = 34,8 ft³/menit \approx 35 ft³/menit.

Hasil perhitungan- perhitungan tersebut digunakan untuk menentukan jenis Blower. Penentuan jenis Blower menggunakan diagram pemilihan Blower yang sesuai dengan persyaratan tersebut, sehingga didapat jenis tersebut adalah Blower sentrifugal. Blower sentrifugal memiliki beberapa kelebihan dibandingkan jenis Blower yang lain. Kelebihan tersebut antara lain aliran yang dihasilkan lebih kontinyu, sederhana dan ukurannya relatif kecil, sehingga tidak memerlukan ruangan yang cukup banyak, perawatan lebih mudah dan lebih murah.

3.b Perhitungan Impeller

Dengan menganggap kecepatan melalui mata impeller V_0 sebesar 350 ft/detik, maka tinggi-tekan akibat kecepatan dapat dicari menggunakan Persamaan (7) (Austin H, Church, 1986).

$$H_v = \frac{V_0^2}{2g} \quad (7)$$

Dalam hal ini, sehingga, $H_v = 1898,63$ ft.

Diameter poros D_s didasarkan kepada kecepatan kritis dan lendutan. Poros itu akan sangat kuat menahan puntiran dan lendutan bila dibuat dari diameter yang ukurannya 0,75 inci. Kemudian diameter hub dapat dibuat sama dengan 1,5 inci. Diameter mata impeller dapat dicari menggunakan Persamaan (8) (Sularso, 2004).

$$D_0 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{144Q_0}{V_0} + D_H^2} \quad (8)$$

Sehingga, $D_0 = 3,37$ inci diameter dapat digunakan 3,5 inci.

Diameter sisi masuk sudu D_1 dapat dibuat sedikit lebih besar daripada diameter mata impeller, dipilih 4 inci. Kecepatan ujung sudu sisi masuk ditentukan dengan menggunakan Persamaan (8.1)

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{720} \quad (8.1)$$

sehingga diperoleh, $u_1 = 25,3$ ft/det. Kecepatan pada sisi masuk dianggap pada arah radial, dengan kata lain, $V_1 = V_{r1}$, dan dibuat sedikit lebih besar daripada kecepatan V_0 , dibuat = 185 ft/detik. Harga tangen sudut sisi masuk dapat dicari menggunakan Persamaan (8.2)

$$\beta_1 = \frac{V_1}{u_1} \quad (8.2)$$

Sehingga, $\beta_1 = 7,3$ rad, Maka diperoleh: $\beta_1 = 86^\circ$. Kecepatan sisi masuk relatif dapat dicari menggunakan Persamaan (8.3)

$$v_1 = \sqrt{u_1^2 + V_1^2} \quad (8.3)$$

Sehingga didapatkan $v_1 = 186,72$ ft/detik. Luas laluan sisi masuk impeller dapat dicari menggunakan Persamaan (8.4) (Austin H, Church, 1986).

$$A_1 = \frac{1,025Q_0 \times 144}{V_1} \quad (8.4)$$

Sehingga, $A_1 = 0,43$ inci². Andaikan faktor ketebalan sudu ϵ_1 sebesar 0,925, lebar sisi masuk impeller dapat dicari menggunakan Persamaan (8.5)

$$b_1 = \frac{A_1}{\pi D_1 \epsilon_1} \quad (8.5)$$

Sehingga, $b_1 = 0,04$ in. Dapat dianggap bahwa, akibat aliran sirkulasi, gesekan, dan turbulensi di dalam impeller, 15 persen tinggi tekan akan berkurang. Jadi tinggi tekan efektif menjadi: $0,85 \times 449,36 = 381,96$ ft. Dengan Persamaan (8.6) untuk memperoleh ϵ_p

$$\epsilon_p^{0.283} - 1 = \frac{0.283H}{RT_0} \quad (8.6)$$

Sehingga, $\epsilon_p^{0.283} - 1 = 0,00378$, maka, $\epsilon_p = 1,0134$. Tekanan udara keluar impeller dapat dicari menggunakan persamaan (Austin H, Church, 1986) $p_2 = \epsilon_p \times p_0$ diperoleh $p_2 = 1,0134 \times 13,78 = 13,97$ psia. Kerugian-kerugian akibat gesekan dan turbulensi akan ditransformasikan menjadi kalor yang kemudian akan menaikkan temperatur udara. Temperatur udara keluar dari impeller dapat didasarkan kepada tinggi-tekan adiabatik yaitu dengan mengabaikan kerugian kerugian (Austin H, Church, 1986).

$\epsilon_p^{0.283} - 1 = 0,00445$ sehingga $\epsilon_p^{0.283} = 1,00445$, Temperatur udara keluar dari dalam impeller dapat dicari menggunakan perhitungan $T_2 = T_0(\epsilon_p)^{0.283}$, sehingga $T_2 = 536,12 \times 1,00445 = 538,5^\circ\text{F}$. Bobot spesifik keluar dari impeller dapat dicari berdasarkan Persamaan (8.7)

$$\gamma_2 = \frac{p_2}{RT_2} \quad (8.7)$$

sehingga, $\gamma_2 = 0,07$ lb. Aliran yang meninggalkan impeller dapat dicari dengan Persamaan (8.8)

$$Q_2 = \frac{1,025W}{\gamma_2} \quad (8.8)$$

sehingga diperoleh, $Q_2 = 0,6 \text{ ft}^3/\text{detik}$. Luas sisi keluar radial yang dibutuhkan berdasarkan Persamaan (8.9).

$$A_2 = \frac{144Q_2}{V_{r2}} \quad (8.9)$$

sehingga, $A_2 = 1,06 \text{ inci}^2$. Dengan menganggap bahwa sudu-sudu mempunyai ketebalan yang konstan sebesar 1/8 inci, maka faktor ketebalan sudu pada sisi keluar dapat dicari menggunakan Persamaan (8.10) (Austin H, Church, 1986).

$$\epsilon_2 = \frac{\pi D_2 \frac{zt}{\sin \beta_2}}{\pi D_2} \quad (8.10)$$

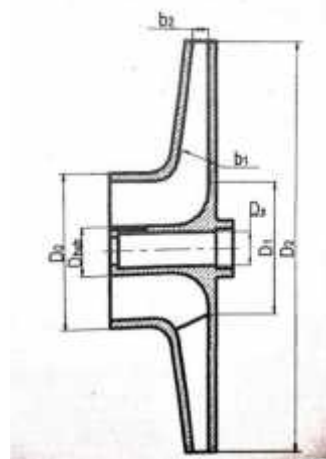
sehingga, $\epsilon_2 = 0,852$. Lebar impeller pada sisi keluar dapat dicari menggunakan Persamaan (8.11)

$$b_2 = \frac{A_2}{\pi D_2 \epsilon_2} \quad (8.11)$$

sehingga, $b_2 = 0,05$ inci. Faktor ketebalan sudu pada sisi masuk dapat dicari menggunakan Persamaan (8.12)

$$\epsilon_1 = \frac{\pi L_1 \frac{zt}{\sin \beta_1}}{\pi D_1} \quad (8.12)$$

Sehingga, $\epsilon_1 = 0,731$. Berikut Gambar 5 menunjukkan nomen klatur pada impeller.



Gambar 5. Simbol dimensi impeller (Sularso, 2004)

3.c Perhitungan Rumah Keong

Lebar rumah keong pada setiap titik dapat ditentukan dengan Persamaan (8.13).

$$b = b_3 + 2x \times \tan(\theta/2) \quad (8.13)$$

Rumah keong didesain dengan menentukan θ yang diukur dari garis jari-jari yang ditentukan dengan persamaan

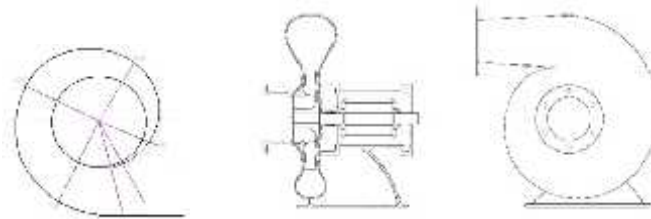
$$\theta = \frac{360R_2 V_{u2}}{Q_2} \int_{R_2}^{R_0} b \frac{dR}{R} \quad (8.14)$$

sehingga, $\theta = \frac{360 \times 4 \times 7,95}{0,6 \times 144} \int_{R_2}^{R_0} b \frac{dR}{R}$

Hasil perhitungan rumah keong ditunjukkan oleh Tabel 1. Sedang hasil rancangan ditunjukkan pada Gambar 6. Efisiensi Blower ditentukan dengan menggunakan persamaan 9

$$\eta_{Blower} = \frac{\rho \times Q \times g \times H}{P_{in}} \quad (9)$$

$\eta_{Blower} = 77,24\%$, Jadi efisiensi Blower adalah 77,24%



Gambar 6. Bentuk rumah keong dari hasil perhitungan dan *Blower* hasil perancangan

Tabel 1. Hasil perhitungan rumah keong

R	ΔR	R_{rens}	b	$\frac{b \times \Delta R}{R_{rens}}$	$\Delta \theta^*$	θ^*	ΔA	$A\theta$	Q θ	V_{rens}
in	in	in	in				in ²	in ²	ft ³ /s	ft ³ /s
4			1,7			0		0	0	
	1	4,5	2,28	0,51	67,13		2,28			
5						67,13		2,28	0,11	6,95
	1	5,5	3,43	0,62	82,63		3,43			
6						149,76		5,71	0,25	6,3
	1	6,5	4,59	0,71	93,56		4,59			
7						243,32		10,3	0,41	5,67
	1	7,5	5,74	0,76	101,4		5,74			
8						344,76		16,04	0,57	5,16
	0,4	8,2	6,55	0,32	42,33		2,62			
8,4						387,1		18,66	0,65	5,02

4. KESIMPULAN

Dari hasil perhitungan perancangan *Blower* untuk penyediaan udara pada instalasi gasifier dapat disimpulkan bahwa jumlah *Blower* yang dibutuhkan adalah dua buah. Pemasangan *Blower* secara seri ini sangat dibutuhkan untuk pemenuhan udara pada pembakaran gasifier. Salah satu kelebihan adalah dapat memasok udara lebih banyak dengan sedikit membutuhkan penyediaan ruangan. Kerugian yang diakibatkan dari pemasangan *Blower* secara seri antara lain, biaya perawatan lebih banyak dan membutuhkan perawatan lebih lama. Masing-masing *Blower* mempunyai spesifikasi yang sama, jenis *Blower* adalah sentrifugal, mempunyai kapasitas 35 ft³/menit, tinggi tekan 7093 ft, digerakan oleh motor listrik dengan kecepatan 1450 rpm. Efisiensi dari *Blower* sentrifugal satu tingkat adalah 77,24%.

DAFTAR PUSTAKA

- Abubakar AB. 2014. Development of downdraft Gasifier using Rice Husk with Sadust additives, A Masters Dissertation submitted to the Department of mechanical Engineering, University of Maiduguri, Nigeria.
- Adekunle, TO., Olawale OO., Dalyop I. and Abimbola SI. 2008. The Design of a Closed-Type Impeller *Blower* for a 500kg Capacity Rotary Furnace; AU Journal of Technology;12(1):50-56.
- Bleier, F. 2013. Fan handbook, Selection, Application and Design; Available online at: <http://www2.hcmuaf.edu.vn/>; Accessed on 19/04/2017 at 12:59 PM; modified 14/10/2013
- Austin H Church, 1986, Pompa dan *Blower* Sentrifugal. Terjemahan oleh Ir Zulkifli Harahap, 1986, Penerbit Erlangga, Jakarta.
- Dietzel, Fritz., 1980, Turbin Pompa dan Kompresor. Terjemahan oleh Ir Dakso Sriyono, 1988, Penerbit Erlangga, Jakarta.
- Lazarkiewics, S., A.T., Trokolansky, 1965, Impeller Pump, Pergamo Press, New York, inc.
- Sanda, 2012, Disain *Blower* dan Cerobong untuk Membuang Limbah Bau & Ozon Iradiator Gamma 500 kCi, termuat di: <http://jurnal.batan.go.id/index.php/jtpl/article/view/356>, diakses 9 Juni 2019 pukul 21:20.
- Sularso dan Suga, Kiyokatsu, 1997, Dasar Perancangan dan Pemilihan Elemen Mesin, P.T. Pradnya Paramita, Jakarta.
- Sularso dan Tahara, H., 2004, Pompa dan Kompresor, P.T. Pradnya Paramita, Jakarta.
- Saravanakumar, A., T.M. Haridasan, Thomas B. Reed, R. Kasturi Bai, 2007 Experimental investigations of long stick wood gasification in a bottom lit updraft fixed bed gasifier, *Fuel Processing Technology* 88, 617–622