



KAJIAN REKAYASA PERANCANGAN *SEAL AIR FAN PULVERIZER* PADA BOILER PLTU 400 MW

Ika Yuliyani^a, Iqbal Muwahid^{b*}, Budi Suharto^c, Indriyani^b, Alvera Apridialianti Melkias^b, Rizky Mutiarani^a, Nur Hasyiyati Luqiyana^b, Triya Setia Febriatna^b

^aProgram Studi Teknologi Pembangkit Tenaga Listrik, Jurusan Teknik Konversi Energi, Politeknik Negeri Bandung, Jln. Gegerkalong Hilir, Desa Ciwaruga, Bandung Barat 40559, Indonesia

^bProgram Studi Teknik Konversi Energi, Jurusan Teknik Konversi Energi, Politeknik Negeri Bandung, Jln. Gegerkalong Hilir, Desa Ciwaruga, Bandung Barat 40559, Indonesia

^cProgram Studi Teknik Konservasi Energi, Jurusan Teknik Konversi Energi, Politeknik Negeri Bandung, Jln. Gegerkalong Hilir, Desa Ciwaruga, Bandung Barat 40559, Indonesia

*Corresponding authors at: iqbal.muwahid@polban.ac.id (Iqbal Muwahid)

INFO ARTIKEL

Riwayat artikel:

Diajukan pada 06 Juli 2025

Direvisi pada 08 Agustus 2025

Disetujui pada 05 Desember 2025

Tersedia daring pada 28 Februari 2026

Kata kunci:

Fan sentrifugal, seal air fan, pulverizer, efisiensi energi.

Keywords:

Centrifugal fan, seal air fan, pulverizer, energy efficiency.

ABSTRAK

Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) masih menjadi tulang punggung sistem kelistrikan di Indonesia dengan batu bara sebagai bahan bakar utama. Pada PLTU 400 MW di Cilegon, dua unit *Seal Air Fan* (SAF) menyuplai udara perapat ke *pulverizer* dan *coal feeder*. Awalnya, sistem beroperasi dengan empat *pulverizer* sehingga satu SAF dapat siaga. Namun, penurunan kualitas batu bara mengharuskan lima *pulverizer* beroperasi bersamaan, sehingga kedua SAF harus aktif tanpa cadangan. Kondisi ini meningkatkan risiko gangguan operasi jika salah satu SAF trip, karena tekanan udara perapat akan menurun dan dapat menyebabkan *shutdown*. Penelitian ini merancang SAF yang mampu memenuhi kebutuhan udara perapat untuk lima *pulverizer* dan *coal feeder*. Tahapan penelitian mencakup pengumpulan data, perhitungan manual perancangan, dan validasi desain melalui simulasi menggunakan perangkat lunak CFTurbo. Fan dirancang menghasilkan aliran 8,81 m³/s dengan kenaikan tekanan 635 mmWg. Spesifikasi utama hasil rancangan meliputi diameter *impeller* 1,149 m, 25 sudu, lebar *volute casing* 0,436 m, radius leher *volute* 1,044 m, dan poros baja karbon S30C berdiameter 63 mm. Rancangan ini meningkatkan efisiensi energi sistem dibandingkan kondisi *existing* dengan penurunan konsumsi daya listrik sebesar 31,8%. Penelitian ini berkontribusi pada peningkatan keandalan operasional PLTU serta mendukung ketahanan energi nasional.

ABSTRACT

Steam Power Plants (PLTUs) constitute the foundation of Indonesia's electrical infrastructure, utilising coal as their principal fuel source. At the 400 MW PLTU at Cilegon, two Seal Air Fans (SAFs) provide sealing air to pulverisers and coal feeders. The system initially functioned with four pulverisers, enabling one SAF to remain on standby. Due to the deterioration of coal quality, five pulverisers must now function concurrently, necessitating the operation of both SAFs without redundancy. This scenario heightens the potential of operational failure if one SAF malfunctions, as the sealing air pressure would diminish and may result in a shutdown. This project develops a SAF designed to provide sealing air for five pulverisers and coal feeders. The research phases encompass data acquisition, manual design computations, and design verification via simulation utilising CFTurbo software. The fan was engineered to generate an airflow rate of 8.81 m³/s with a pressure increase of 635 mmWg. The primary design characteristics consist of an impeller diameter of 1.149 m, 25 blades, a volute casing width of 0.436 m, a volute throat radius of 1.044 m, and a carbon steel S30C shaft with a diameter of 63 mm. The design enhances the system's energy efficiency relative to the current state, decreasing power consumption by 31.8%. This research enhances the operational reliability of PLTU and bolsters national energy resilience.

1. PENGANTAR

Penggunaan batu bara sebagai bahan bakar pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) masih dominan di Indonesia, terutama pada PLTU berkapasitas besar (Anditya dkk., 2023). Komponen utama PLTU yang berfungsi sebagai penghasil uap adalah *boiler*, dan salah satu jenis *boiler* yang paling banyak digunakan adalah *pulverized coal combustion boiler*. Keunggulan *boiler* jenis ini terletak pada efektivitas pembakarannya yang tinggi (Sagaf, 2018). Boiler ini dilengkapi dengan *combustion chamber* yang berfungsi sebagai tempat terjadinya proses pembakaran, sehingga serbuk batu bara yang dialirkan ke ruang bakar dapat terbakar dengan baik. *Pulverizer* merupakan peralatan pada sistem pembakaran yang berfungsi menghaluskan batu bara hingga ukuran serbuk sekitar 200 mesh (Irsyad, 2024). Laju suplai batu bara ke dalam *pulverizer* dikendalikan oleh *coal feeder* sehingga jumlah bahan bakar yang masuk dapat diatur secara terkontrol (Putra dkk., 2023). Serbuk batu bara dialirkan menuju ruang bakar dengan bantuan aliran udara primer. Kondisi tekanan udara primer di dalam *pulverizer* dirancang lebih tinggi sehingga mencegah aliran balik serbuk batu bara ke arah *coal feeder*. Untuk memastikan kondisi ini tetap terjaga, diterapkan sistem udara perapat yang menghasilkan tekanan positif pada *coal feeder*.

Udara perapat ini disuplai oleh *Seal Air Fan* (SAF), yang berfungsi untuk menjaga tekanan udara tetap lebih tinggi dari tekanan udara primer. Apabila sistem udara perapat tidak berfungsi dengan baik, udara panas yang membawa partikel serbuk batu bara berpotensi masuk ke *coal feeder* dan meningkatkan risiko terjadinya ledakan di *coal bunker* akibat interaksi antara udara bertemperatur tinggi dan serbuk batu bara. Selain itu, aliran udara perapat pada bagian *roll wheel* berperan melindungi *bearing* dengan mencegah masuknya serbuk batu bara yang dapat mencemari pelumas. Pada bagian *yoke*, udara perapat berfungsi sebagai pemisah antara udara luar dan ruang *pulverizer*, sehingga kebocoran udara maupun serbuk batu bara melalui celah kecil pada *yoke* dapat diminimalkan (Farhansyah, 2024; Putra dkk., 2023).

Pada PLTU berkapasitas 400 MW yang ada di wilayah Cilegon, memiliki dua buah SAF, dimana satu unit SAF dirancang untuk menyuplai udara perapat yang mencukupi bagi empat *coal feeder* dan empat *pulverizer*. Udara perapat disuplai oleh SAF dan ditetapkan memiliki tekanan 6,23 kPa lebih besar dari tekanan udara primernya. PLTU ini didesain memiliki lima *pulverizer* yang masing-masing memiliki kapasitas sebesar 100 MW. Sehingga, untuk memenuhi beban sebesar 400 MW digunakan pola operasi empat *pulverizer* beroperasi dan satu siaga (*standby*) (Fitri & Wardoyo, 2024; Irsyad, 2024).

Penggunaan batu bara dengan kualitas yang lebih rendah pada PLTU 400 MW di Cilegon menyebabkan *pulverizer* yang sebelumnya dalam kondisi siaga harus dioperasikan. Hal ini untuk meningkatkan laju aliran batu bara sehingga pasokan energi panas ke ruang bakar dapat dipertahankan. Dalam kondisi kebutuhan udara perapat meningkat, khususnya untuk melayani lima *coal feeder* dan *pulverizer*, maka unit SAF cadangan perlu dioperasikan agar suplai udara perapat tetap terpenuhi. Pola operasi tanpa unit cadangan dianggap beresiko, karena jika salah satu SAF mengalami gangguan (*off*), maka aliran udara perapat akan menurun yang menyebabkan PLTU mengalami trip atau *shutdown* otomatis melalui sistem proteksi untuk mencegah kerusakan lebih lanjut (Felycia dkk., 2023).

Penelitian ini melakukan perancangan SAF agar mampu menyuplai udara perapat untuk lima *pulverizer* dan *coal feeder* secara bersamaan. Tujuannya adalah menjaga kestabilan tekanan udara perapat, terutama saat seluruh *pulverizer* harus beroperasi akibat penurunan kualitas batu bara. Perancangan dilakukan melalui perhitungan manual berdasarkan prinsip mekanika fluida, yang mencakup analisis terhadap parameter utama seperti kapasitas aliran, tekanan, efisiensi, dan daya SAF. Selanjutnya, hasil perancangan divalidasi menggunakan perangkat lunak CFTurbo untuk memastikan desain dapat bekerja secara optimal dalam kondisi operasi aktual (Pocari & Lamani, 2024).

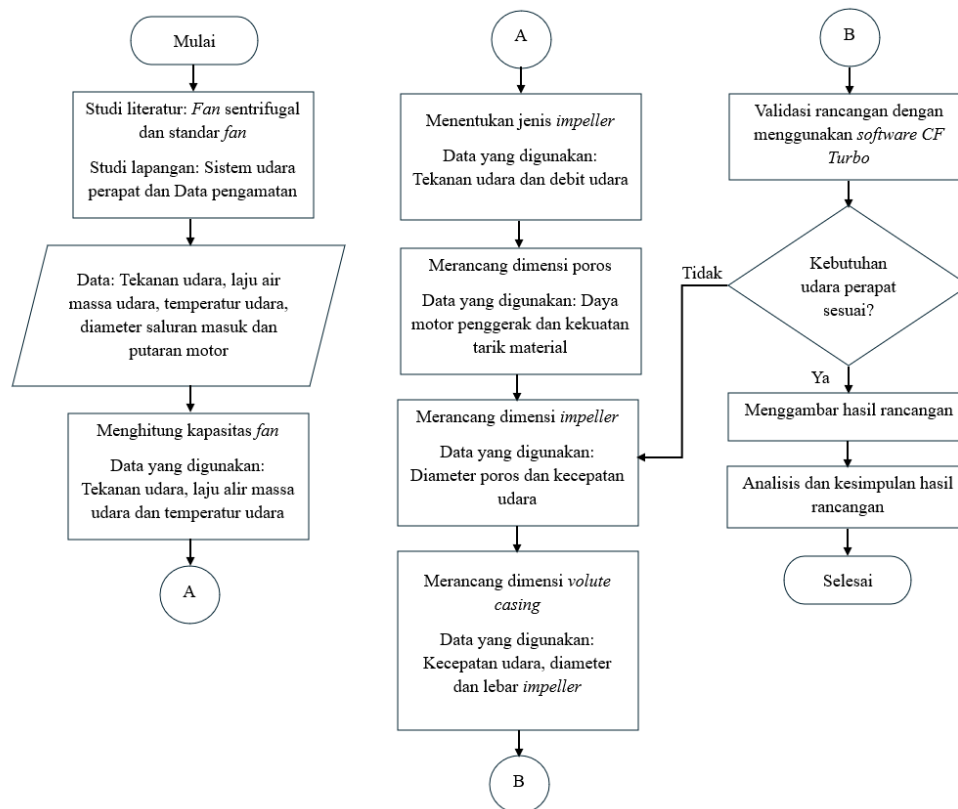
SAF hasil rancangan ditujukan untuk memenuhi kebutuhan maksimum saat lima *pulverizer* beroperasi pada PLTU 400 MW, yaitu ketika digunakan batu bara kualitas rendah. Untuk kondisi optimal, SAF ini dapat diintegrasikan dengan sistem *existing*. Pada kondisi empat *pulverizer*, SAF *existing* dioperasikan, sedangkan SAF hasil rancangan digunakan saat kelima *pulverizer* dinyalakan. Metode perhitungan dan pendekatan perancangan yang digunakan bersifat umum untuk fan sentrifugal dan dapat diterapkan pada unit lain dengan penyesuaian terhadap data teknis serta kebutuhan udaranya.

Desain SAF ini diharapkan menjadi lebih andal dan adaptif terhadap penurunan kualitas batu bara, serta mampu meningkatkan keandalan operasi pembangkit dan meminimalkan risiko gangguan akibat kekurangan udara perapat.

2. METODE

Penelitian ini dilakukan melalui beberapa tahapan utama yang meliputi studi literatur, pengumpulan data, perhitungan teoritis desain ulang fan, serta validasi hasil perancangan menggunakan perangkat lunak CFTurbo. Alur metode penelitian secara keseluruhan ditunjukkan pada gambar 1.

Gambar 1 menunjukkan tahapan sistematis dalam penelitian ini. Proses diawali dengan studi literatur dan pengumpulan data lapangan terkait karakteristik operasi sistem udara perapat dan spesifikasi SAF pada PLTU 400 MW di Cilegon. Data yang diperoleh meliputi parameter operasional SAF, kondisi aliran udara, serta tekanan pada berbagai kondisi beban *pulverizer*. Berdasarkan data tersebut, dilakukan perhitungan teoritis dan perancangan ulang SAF menggunakan prinsip dasar rekayasa fluida. Tahapan selanjutnya adalah validasi desain melalui simulasi numerik menggunakan perangkat lunak CFTurbo, untuk mengevaluasi performa fan terhadap tekanan keluaran dan laju alir udara perapat yang dihasilkan. Validasi dianggap berhasil apabila hasil simulasi menunjukkan *error* maksimal 7% terhadap hasil perhitungan teoritis, sesuai dengan standar DIN 24166 Kelas I (International Organization for Standardization, 2025).



Gambar 1: Diagram Alir Penelitian

2.1. Data Operasi dan SAF Existing

Pada penelitian ini, data spesifikasi dan kondisi operasional SAF diambil dari unit PLTU berkapasitas 400 MW yang berlokasi di Cilegon. Data ini mencakup spesifikasi peralatan dan kondisi operasional seperti tekanan hisap dan buang SAF, temperatur udara, laju alir massa udara perapat, dimensi saluran hisap, serta putaran motor. Data operasi diperoleh dari *control room* Unit 1–4 saat kelima *pulverizer* dinyalakan, yaitu pada tanggal 6 Januari 2023. Data tercatat setiap jam dengan rentang beban operasi yaitu 344 hingga 400 MW. Untuk keperluan perancangan, digunakan data rerata pada kondisi beban maksimum (400 MW) agar SAF yang dirancang mampu memenuhi kebutuhan udara perapat pada kondisi terberat. Ringkasan data yang akan digunakan ditunjukkan pada Tabel 1.

Tabel 1: Parameter Operasi SAF pada PLTU 400 MW Cilegon

Parameter	Nilai	Satuan
Beban unit	400	MW
Laju alir massa udara perapat	8,17	kg/s
Temperatur udara terendah	40,5	°C
Temperatur udara tertinggi	44,5	°C
Tekanan hisap SAF saat 4 <i>pulverizer</i> beroperasi	1027	mmWg
Tekanan buang SAF saat 4 <i>pulverizer</i> beroperasi	1639	mmWg
Tekanan hisap SAF saat 5 <i>pulverizer</i> beroperasi	910	mmWg
Tekanan statis SAF sesuai desain	635	mmWg
Putaran motor	1480	rpm
Diameter saluran hisap SAF	0,7	m

Sumber: data *control room* Unit 1-4

Berdasarkan data operasional yang tercatat selama penggunaan batu bara berkualitas lebih rendah (Tabel 1), diketahui bahwa tekanan hisap SAF menurun dari 1027 mmWg menjadi 910 mmWg saat kelima *pulverizer* dioperasikan. Kondisi ini menunjukkan adanya beban tambahan terhadap sistem udara perapat, yang sebelumnya hanya diperuntukan untuk empat *pulverizer*. Tekanan buang SAF yang mendekati batas desain juga mengindikasikan kebutuhan akan peningkatan kapasitas atau efisiensi fan. SAF yang digunakan merupakan jenis fan sentrifugal, maka pendekatan analitis dilakukan berdasarkan prinsip kerja fan jenis ini. Oleh karena itu, dilakukan perhitungan teoritis untuk menentukan spesifikasi SAF baru yang mampu mengakomodasi kondisi operasi tersebut. Hasil perhitungan ini kemudian divalidasi melalui simulasi numerik menggunakan perangkat lunak CFTurbo.

2.2. Perhitungan Perancangan Fan

Bagian ini menjelaskan metode perhitungan yang digunakan untuk merancang ulang SAF tipe sentrifugal berdasarkan data operasional aktual. Perhitungan mencakup kapasitas udara yang dibutuhkan, pemilihan jenis dan ukuran *impeller*, daya motor, serta dimensi komponen utama seperti poros, *impeller*, dan *volute casing*.

2.2.1. Perhitungan Kapasitas Seal Air Fan (SAF)

Perhitungan kapasitas SAF menggunakan data tekanan udara saat empat *pulverizer* beroperasi, sedangkan data tekanan udara ketika lima *pulverizer* beroperasi hanya untuk menyesuaikan tekanan udara masuk SAF yang dirancang. Laju alir massa udara yang tersedia ($\dot{m}_0$) pada Tabel 1, merupakan kebutuhan udara perapat untuk empat *pulverizer* dan *coal feeder*. Setiap *pulverizer* memiliki jenis dan kapasitas yang sama, sehingga kebutuhan udara perapat masing-masing *pulverizer* juga sama. Oleh karena itu, pada konfigurasi lima *pulverizer*,

kebutuhan udara total menjadi lima per empat dari kondisi *existing* (empat *pulverizer*). Kebutuhan udara perapat pada kondisi lima *pulverizer* ($\dot{m}_1$) dihitung menggunakan persamaan 1.

$$\dot{m}_1 = \frac{5}{4} \dot{m}_0 \quad (1)$$

Setelah diperoleh laju alir massa total ($\dot{m}_1$), kemudian nilai tersebut dikonversi menjadi laju alir volumetrik (Q_1) menggunakan Persamaan 2 yang didasarkan pada persamaan gas ideal dan prinsip konservasi massa. Perhitungan ini dengan mempertimbangkan temperatur (T_1) dan tekanan operasional (P_1) udara yang akan memasuki fan.

$$Q_1 = \frac{\dot{m}_0(RT_1)}{p_1} \quad (2)$$

Pada persamaan 2 akan diperoleh debit udara (Q_1) sebagai kebutuhan untuk desain fan. Berdasarkan data operasional di pembangkit, fan sentrifugal (SAF) dirancang untuk menghasilkan peningkatan tekanan statis sebesar 635 mmWg. Oleh karena itu, tekanan statis buang (p_2) merupakan penambahan dari kenaikan tekanan ($\Delta p_{s,fan}$) terhadap tekanan statis hisap (p_1) seperti ditunjukkan pada persamaan 3.

$$p_2 = p_1 + \Delta p_{s,fan} \quad (3)$$

Dengan menggunakan Persamaan 1 hingga 3, diperoleh kapasitas SAF dalam bentuk laju alir volumetrik dan kebutuhan tekanan udara perapat untuk pengoperasian lima *pulverizer*. Nilai kapasitas ini menjadi parameter penting dalam tahap perancangan fan, karena akan menentukan ukuran *impeller*, kebutuhan daya motor, dan konfigurasi saluran udara. Oleh karena itu, data hasil perhitungan kapasitas SAF akan digunakan sebagai dasar dalam perhitungan-perhitungan berikutnya yang mencakup perancangan geometri fan sentrifugal dan evaluasi performanya.

2.2.2. Penentuan Jenis Impeller

Impeller yang akan digunakan dalam perancangan fan dipilih berdasarkan kecepatan spesifik dan *speed number* (Carolus, 2022). Nilai ini didapatkan berdasarkan hubungan putaran fan dalam RPM (n), debit (Q_1) dan Head (H). Nilai kenaikan tekanan fan ($\Delta p_{s,fan}$) dapat dikonversi dalam unit *head* (H) berdasarkan persamaan Bernoulli dengan pembagian densitas dan gravitasi, seperti ditunjukkan pada Persamaan 4. Kenaikan tekanan dalam bentuk *head* (H) menjadi parameter dalam perhitungan kecepatan spesifik (n_s) pada persamaan 5.

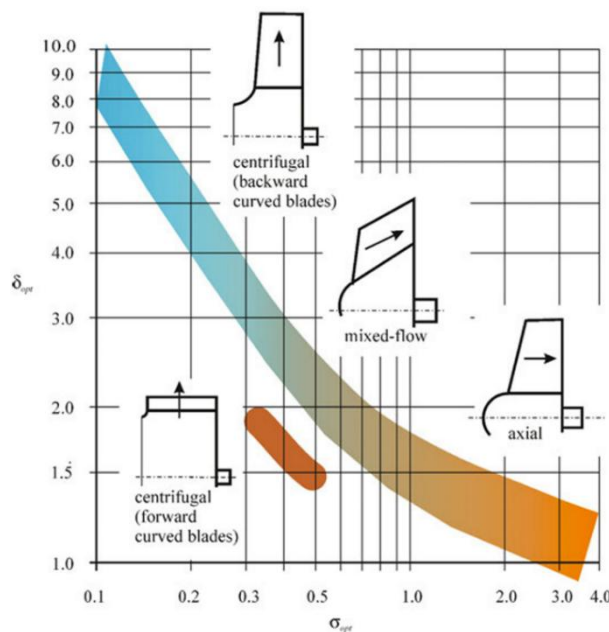
$$H = \frac{\Delta p_{s,fan}}{\rho_1 \cdot g} \quad (4)$$

$$n_s = n \times \frac{\sqrt{Q_1}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (5)$$

Kecepatan spesifik (n_s) dalam penelitian ini dihitung dengan memperbesar debit udara (Q_1) sebesar 2,5% sebagai faktor keamanan, sesuai standar DIN 24166 untuk laju alir volumetrik fan sisi masuk (International Organization for Standardization, 2025). Nilai kecepatan spesifik pada persamaan 5 diubah menjadi bilangan tak berdimensi yaitu *speed number* sebagai dasar dalam penentuan jenis *impeller*. Bilangan tak berdimensi dari *speed number* (σ) ini dihitung menggunakan persamaan 6.

$$\sigma = \frac{n_s}{157,8} \quad (6)$$

Speed number yang diperoleh kemudian menjadi dasar dalam pemilihan jenis *impeller* merujuk pada *Codier-diagram* pada Gambar 2.



Gambar 2: Jenis *impeller* fan berdasarkan *speed number* pada *Codier-diagram* (Carolus, 2022)

Gambar 2 menunjukkan berbagai jenis bentuk *impeller* yang diklasifikasikan berdasarkan area *speed number* (σ) fan. Jenis *impeller* yang sesuai digunakan sebagai acuan dalam tahap perancangan selanjutnya.

2.2.3. Perhitungan Daya Motor

Daya motor dihitung berdasarkan kapasitas aliran udara, total tekanan (*head*), dan efisiensi sistem. Perhitungan ini penting untuk memastikan motor yang digunakan mampu menggerakkan fan pada kondisi beban penuh. Proses ini dimulai dengan menghitung daya udara (P_u) berdasarkan kapasitas aliran volumetrik (Q) dan *head* (H) yang dibutuhkan oleh fan. Perhitungan daya udara dinyatakan dalam persamaan 7.

$$P_u = \rho g H Q \quad (7)$$

Setelah daya udara diperoleh, nilai tersebut digunakan untuk menghitung daya motor (P_m) dengan mempertimbangkan efisiensi fan (η_{fan}) dan efisiensi motor (η_m), seperti ditunjukkan pada persamaan 8.

$$P_m = \frac{P_u}{\eta_{fan} \cdot \eta_m} \quad (8)$$

Fan *existing* dengan tipe sudu *backward inclined* memiliki efisiensi yang berkisar antara 79% hingga 85% (Nuri & Yanto, 2020). Sedangkan efisiensi motor yang digunakan yaitu 96% sesuai dengan tipe motor induksi yang digunakan di pembangkit. Daya motor kemudian dikalikan dengan faktor koreksi (f_c) untuk mendapatkan daya terkoreksi yang digunakan dalam analisis torsi. Faktor koreksi untuk daya yang ditransmisikan menurut Sularso & Suga (2008) adalah 1,25. Sehingga daya terkoreksi (P_{mc}) sebagai dasar penentuan torsi dihitung menggunakan persamaan 9.

$$P_{mc} = 1,25 P_m \quad (9)$$

Dengan mengetahui daya terkoreksi (P_{mc}) dan putaran kerja motor (n), maka momen torsi (T) yang bekerja pada poros dapat dihitung menggunakan persamaan 10.

$$T = \frac{9,74 \times 10^5 \times P_{mc}}{n} \quad (10)$$

Daya motor dan torsi yang bekerja menjadi dasar penting dalam tahapan selanjutnya pada perancangan poros.

2.2.4. Perancangan Poros

Perancangan poros dilakukan untuk memastikan sistem mampu mentransmisikan daya dari motor ke *impeller* secara efisien dan aman. Penentuan diameter poros (D_s) dipengaruhi oleh tegangan geser (τ_a) dan material yang digunakan (kekuatan tarik, σ_B). Tegangan geser dihitung menggunakan persamaan 11 dengan mempertimbangkan *safety factor* kelelahan puntir (Sf_1) dan konsentrasi tegangan (Sf_2) (Sularso & Suga, 2008).

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2} \quad (11)$$

Nilai tegangan geser digunakan sebagai dasar dalam perancangan diameter poros, yang dihitung menggunakan persamaan 12.

$$D_s = \left[\frac{5,1}{\tau_a} K_t C_b T \right]^{1/3} \quad (12)$$

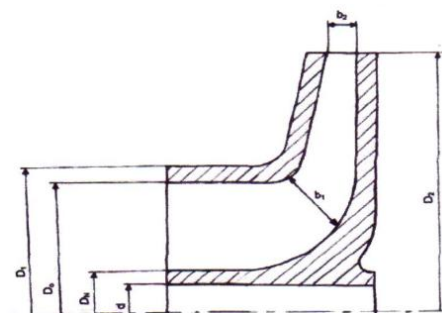
Diameter bantalan (D_b) dipilih lebih kecil dari diameter poros, sedangkan jari-jari *fillet* poros (r_{fp}) dapat ditentukan dengan persamaan 13.

$$r_{fp} = \frac{D_s - D_b}{2} \quad (13)$$

Setelah diameter poros dan bantalan ditentukan, tahap selanjutnya adalah merancang dimensi pasak yang berfungsi untuk mentransmisikan torsi antara poros dengan *impeller*. Dimensi pasak, seperti lebar (b) dan tinggi (h), ditentukan berdasarkan proporsi terhadap diameter poros mengacu pada pedoman perancangan mekanikal oleh Sularso & Suga (2008).

2.2.5. Perancangan Impeller

Perancangan dimensi *impeller* dimulai dengan menentukan diameter *hub* (D_h), yaitu bagian tengah *impeller* yang tidak dilalui aliran udara (Jayapragasan dkk., 2015).

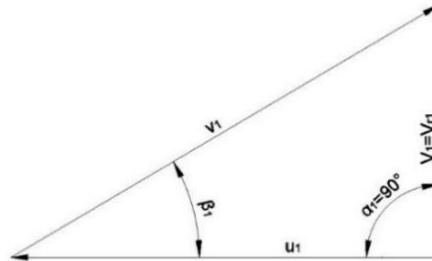


Gambar 3: Penampang melintang *impeller* fan sentrifugal

Gambar 3, menunjukkan ukuran-ukuran utama impeller pada fan sentrifugal. Diameter *hub* (D_h) dapat dibuat lebih besar $\frac{3}{4}$ sampai 2 inch daripada diameter poros. Melalui besaran-besaran yang tersedia seperti kecepatan sisi masuk melalui mulut hisap *impeller* (V_o) dan laju aliran sisi masuk *impeller* (Q_1), diameter mulut hisap (D_o) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 14.

$$D_o = \sqrt{\frac{4 \times Q_1}{\pi \times V_o} + D_h^2} \quad (14)$$

Setelah diameter mulut hisap ditentukan, dilakukan analisis segitiga kecepatan pada sisi masuk untuk memperoleh komponen kecepatan tangensial (u_1), kecepatan absolut (V_1), sudut aliran (β_1), dan kecepatan relatif (v_1). Parameter-parameter ini diperlukan untuk memahami karakteristik aliran udara saat memasuki *impeller* dan sebagai dasar dalam menentukan bentuk serta sudut sudu. Hubungan antar komponen kecepatan ini dapat dilihat pada Gambar 4.



Gambar 4: Segitiga kecepatan pada sisi masuk *impeller*

Masing-masing parameter pada gambar 4 dijabarkan melalui persamaan tersendiri berdasarkan prinsip dasar segitiga kecepatan fluida. Kecepatan tangensial pada sisi masuk *impeller* (u_1) mengacu pada komponen kecepatan sejajar dengan keliling *impeller* dan dihitung menggunakan persamaan 15. Kecepatan absolut udara yang masuk ke sudu (V_1) dianggap searah radial, sehingga diasumsikan sama dengan kecepatan radial (V_{r1}). Sudut aliran pada sisi masuk (β_1) dapat ditentukan melalui persamaan 16. Selanjutnya, kecepatan relatif udara terhadap sudu (v_1) dihitung menggunakan persamaan 17.

$$u_1 = \frac{\pi \times D_1 \times n}{60} \quad (15)$$

$$\beta_1 = \tan^{-1} \frac{V_1}{u_1} \quad (16)$$

$$v_1 = \sqrt{u_1^2 + V_{r1}^2} \quad (17)$$

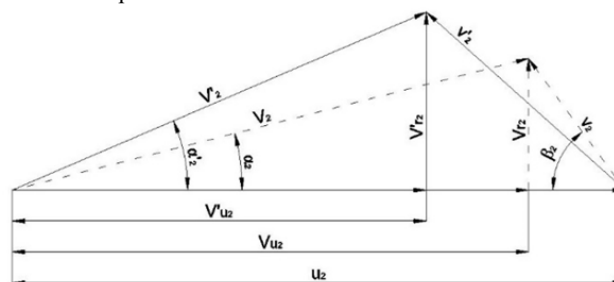
Selanjutnya, lebar sudu pada sisi masuk (b_1) dihitung berdasarkan debit aliran, kecepatan masuk, diameter sisi masuk, serta faktor ketebalan sudu (ϵ_1) yang berada dalam rentang 0,85–0,95 sebagaimana ditunjukkan pada persamaan 18. Perhitungan ini bertujuan untuk memastikan area masuk yang cukup agar mencegah kehilangan tekanan akibat penyempitan aliran.

$$D_2 = 60 \frac{\sqrt{H}}{n\sqrt{K'}} \quad (18)$$

Setelah parameter sisi masuk ditentukan, tahap selanjutnya adalah menghitung diameter sisi keluar *impeller* (D_2). Nilai ini dihitung menggunakan persamaan 19, dengan mempertimbangkan koefisien tekanan (K') yang berada pada rentang 0,5 hingga 0,65.

$$b_1 = \frac{Q_1}{\pi D_1 V_1 \epsilon_1} \quad (19)$$

Pada sisi keluar, dilakukan analisis segitiga kecepatan yang menggambarkan hubungan antara beberapa parameter utama, yaitu kecepatan tangensial sisi keluar *impeller* (u_2), sudut tangensial (β_2), kecepatan relatif (v_2), kecepatan absolut (V_2), dan sudut absolut aliran keluar (α'_2). Hubungan antar parameter ini dianalisis berdasarkan konstruksi segitiga kecepatan sisi keluar yang ditunjukkan pada gambar 5, yang merepresentasikan interaksi vektor kecepatan fluida.



Gambar 5: Segitiga kecepatan pada sisi keluar *impeller*

Perhitungan masing-masing parameter pada gambar 5, dijabarkan pada persamaan 20 hingga persamaan 23.

$$u_2 = \frac{\pi \times D_2 \times n}{60} \quad (20)$$

$$v_2 = \sqrt{V_{r2}^2 + (u_2 - V_{u2})^2} \quad (21)$$

$$V_2 = \sqrt{V_{r2}^2 + V_{u2}^2} \quad (22)$$

$$\alpha'_2 = \tan^{-1} \frac{V_{r2}}{V'_{u2}} \quad (23)$$

Untuk mendukung aliran pada sisi keluar, lebar sudu sisi keluar (b_2) dihitung menggunakan persamaan 24 agar sesuai dengan kapasitas aliran dan kecepatan fluida. Faktor koreksi ketebalan sudu (ε_2) digunakan dalam perhitungan, dengan nilai berkisar antara 0,95 hingga 0,99. Dimensi ini penting untuk menjaga kestabilan aliran dan mencegah terjadinya penurunan tekanan atau turbulensi yang dapat menurunkan efisiensi fan.

$$b_2 = \frac{Q_2}{\pi D_2 V_{r2} \varepsilon_2} \quad (24)$$

Jumlah sudu *impeller* (Z) ditentukan dengan mempertimbangkan rasio geometris antara diameter *impeller* dan sudut sudu, sebagaimana ditunjukkan pada persamaan 25. Jumlah sudu yang tepat berperan dalam mengatur arah aliran dan mengurangi rugi-rugi energi dalam fan.

$$Z = 6,5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_2 + \beta_1}{2} \quad (25)$$

Perhitungan tekanan keluar *impeller* dilakukan dengan mempertimbangkan rasio tekanan (ϵ_{p1}), yang dihitung menggunakan persamaan 26. Persamaan ini melibatkan parameter penting seperti rasio panas spesifik udara ($\gamma = 1,4$), kapasitas panas jenis pada tekanan konstan (C_p), temperatur udara (T), serta profil kecepatan aliran. Rasio tekanan ini mencerminkan kemampuan fan dalam meningkatkan tekanan fluida selama proses kompresi.

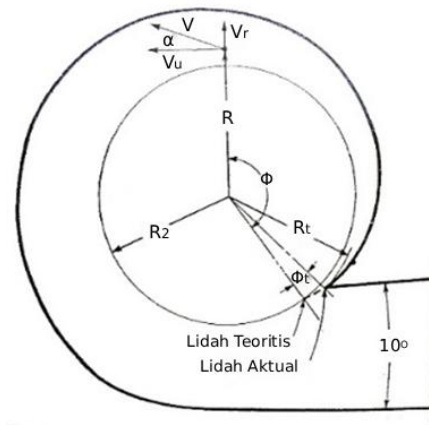
$$\epsilon_{p1} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \times \frac{(u_2^2 - u_1^2 + v_1^2 - v_2^2) \cdot 0,9}{C_p \cdot T \cdot 2g} \quad (26)$$

Setelah rasio tekanan diperoleh, tekanan keluar *impeller* (P'_1) dapat dihitung menggunakan persamaan 27, yang menghubungkan tekanan masuk (P_1) dan rasio tekanan tersebut secara langsung.

$$P'_1 = P_1 \times \epsilon_{p1} \quad (27)$$

2.2.6. Perancangan Volute Casing

Volute casing dirancang untuk mengumpulkan udara dari *impeller* dan mengarahkan aliran ke saluran buang. Desain *casing* ini mengikuti prinsip pertambahan jari-jari (radius) terhadap sudut melingkar, seperti ditunjukkan pada gambar 6.



Gambar 6: Komponen radius volute casing

Radius awal *volute* (R_t) ditentukan sebesar 10% lebih besar dari radius luar *impeller* (R_2), sesuai dengan pendekatan desain standar. Sudut awal *volute* (ϕ_t°) dihitung menggunakan persamaan 28 (Thandar dkk., 2019).

$$\phi_t^\circ = \frac{132 \log \frac{R_t}{R_2}}{\tan \alpha'_2} \quad (28)$$

Volute casing didesain dengan menentukan ϕ° yang diukur dari suatu garis radial yang telah ditetapkan, dengan pengintegrasian menggunakan persamaan 29.

$$\Delta \phi^\circ = \frac{360 R_2 V'_{u2}}{Q_2} \int_{R_2}^{R_\phi} b \frac{dR}{R_\phi} \quad (29)$$

Lebar saluran *volute* (b_3) dihitung menggunakan persamaan 30, dengan mempertimbangkan lebar sudu sisi keluar *impeller* (b_2) dan geometri *casing*, untuk memastikan aliran udara tetap stabil menuju saluran buang.

$$b_3 = b_2 + 2(\text{tebal shroud}) + \text{jarak ruang bebas aksial} \quad (30)$$

Tekanan udara keluar *volute casing* ditentukan berdasarkan rasio tekanan (ϵ_{p2}), yang dihitung menggunakan persamaan 31. Perhitungan ini melibatkan parameter rasio panas spesifik udara ($\gamma = 1,4$), kapasitas panas jenis pada tekanan konstan (C_p), temperatur udara (T), serta profil kecepatan aliran.

$$\epsilon_p = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \times \frac{(V_2'^2 - V_{ave}^2) \cdot 0,55}{C_p \cdot T \cdot 2g} \quad (31)$$

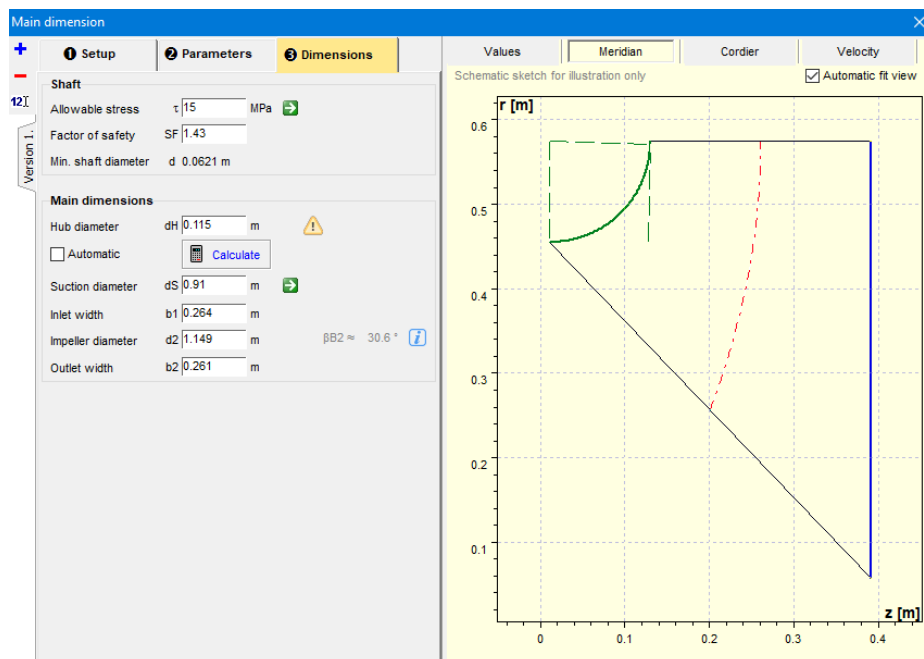
Rasio tekanan melalui *volute casing* menentukan tekanan akhir, yaitu tekanan udara keluar *volute* (P_2), yang dihitung menggunakan persamaan 32.

$$P_2 = P'_1 \times \epsilon_p \quad (32)$$

2.3. Validasi Desain Menggunakan CFTurbo

Dalam tahapan ini, hasil perhitungan teoritis dari rancangan *Seal Air Fan* divalidasi melalui simulasi numerik menggunakan perangkat lunak *Computational Fluid Turbomachinery* (CFTurbo) versi akademik. CFTurbo memungkinkan pemodelan komponen fan secara detail, termasuk *impeller*, *volute casing*, dan poros, serta menyediakan fitur evaluasi performa berdasarkan kondisi operasional yang telah ditentukan.

Tujuan utama validasi adalah untuk memastikan bahwa spesifikasi fan hasil perancangan mampu beroperasi secara andal pada konfigurasi lima *pulverizer*, serta menghasilkan tekanan buang dan laju alir udara perapat yang mendekati hasil perhitungan teoritis. Salah satu tampilan input parameter dalam validasi menggunakan CFTurbo ditunjukkan pada gambar 7.



Gambar 7: Tampilan input parameter pada perangkat lunak CFTurbo

Simulasi dilakukan dengan memasukkan sejumlah parameter input, antara lain putaran fan (rpm), tekanan hisap, temperatur udara, dan dimensi geometris utama dari fan. CFTurbo kemudian menghasilkan parameter *output* berupa tekanan statis di sisi buang dan laju alir volumetrik, yang dibandingkan dengan hasil perhitungan manual. Kriteria keberhasilan validasi ditetapkan berdasarkan toleransi deviasi maksimum 7% terhadap hasil perhitungan, sesuai dengan standar DIN 24166 Kelas III untuk Fan Industri (International Organization for Standardization, 2025).

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1. Perbandingan Hasil Perhitungan dan Simulasi

Perhitungan teoritis dimensi *Seal Air Fan* (SAF) dilakukan untuk memastikan suplai udara perapat mencukupi saat lima *pulverizer* dan *coal feeder* beroperasi secara bersamaan. Rincian hasil perhitungan desain SAF ditunjukkan pada tabel 2.

Tabel 2: Hasil Perhitungan Rancangan SAF

Parameter	Simbol	Hasil	Satuan
Material poros		S30C	
Diameter poros	D_s	63	mm
Diameter bantalan	D	65	mm
Radius <i>fillet</i> poros	$r_{f \text{poros}}$	1	mm
Dimensi pasak	$b \times h \times r_{f \text{pasak}}$	18 x 11 x 1	mm
Diameter <i>hub</i>	D_H	0,115	m
Diameter mulut hisap <i>impeller</i>	D_0	0,918	m

Parameter	Simbol	Hasil	Satuan
Diameter sisi masuk <i>impeller</i>	D_1	0,924	m
Lebar sudu sisi masuk	b_1	0,264	m
Sudut tangensial sisi masuk	β_1	10,7	°
Jumlah sudu	Z	25	
Diameter sisi keluar <i>impeller</i>	D_2	1,149	m
Lebar sudu sisi keluar	b_2	0,261	m
Sudut tangensial sisi keluar	β_2	37,8	°
Sudut absolut sisi keluar	α'_2	7,7	°
Tebal sudu	t	0,003175	m
Lebar <i>volute casing</i>	b_3	0,436	m
Radius awal <i>volute casing</i>	R_t	0,632	m
Sudut awal <i>volute casing</i>	ϕ^o	40,46	°
Radius leher <i>volute casing</i>	R	1,044	m

Hasil perhitungan dibandingkan dengan hasil simulasi pada CFTurbo. Perbandingan difokuskan pada parameter-parameter utama yang mempengaruhi kinerja fan, seperti ditunjukkan pada tabel 3.

Tabel 3: Perbandingan Hasil Perhitungan dan Simulasi

Parameter	Perhitungan	Simulasi	Satuan	Selisih
Laju alir massa udara ($\dot{m}$)	10,66	10,57	kg/s	0,8%
Tekanan udara masuk <i>impeller</i>	8,93	8,77	kPa (g)	1,7%
Tekanan udara keluar <i>impeller</i>	13,35	13,60	kPa (g)	1,9%
Tekanan udara keluar <i>casing</i>	15,16	15,58	kPa (g)	2,7%
Tekanan statis pada <i>fan</i> (ΔP)	635,0	677,7	mmWg	6,7%
Kebutuhan daya motor (P_m)	73,62	79,80	kW	8,4%

Pada tabel 3, menunjukkan bahwa sebagian besar parameter dari hasil simulasi berada dalam rentang yang cukup dekat dengan hasil perhitungan. Selisih terbesar terdapat pada parameter daya motor, yaitu sebesar 8,4%, kemudian tekanan statis fan (ΔP) sebesar 6,7%. Deviasi tersebut masih berada dalam batas wajar untuk fan industri, sebagaimana disebutkan oleh Corsini dkk (2013), yang menyatakan bahwa deviasi antara model teoritis dan simulasi numerik umumnya berada pada rentang 5–10% karena kompleksitas aliran di dalam *volute* dan interaksi antar sudu. Selain itu perbedaan antara hasil perhitungan dan simulasi dalam penelitian ini masih dapat diterima dan sesuai dengan batas toleransi yang ditetapkan dalam standar DIN 24166 kelas III yaitu sebesar 7%.

Dengan demikian, desain SAF hasil perhitungan dapat dinyatakan layak dan sesuai dengan kondisi operasi berdasarkan hasil validasi melalui simulasi. Sehingga fan yang dirancang cukup memadai untuk menyuplai udara perapat saat kelima *pulverizer* dioperasikan.

3.2. Analisis Perbandingan Spesifikasi SAF Rancangan dan Existing

Untuk mengevaluasi efektivitas rancangan baru, dilakukan perbandingan antara spesifikasi utama SAF hasil perancangan dengan *existing* yang digunakan di PLTU 400 MW Cilegon. Perbandingan ini mencakup parameter utama seperti dimensi geometris, kapasitas aliran udara, tekanan statis, serta kebutuhan daya. Dengan membandingkan kedua spesifikasi tersebut, dapat dianalisis sejauh mana peningkatan performa yang dicapai dari hasil perancangan. Ringkasan perbandingan ditampilkan pada tabel 4.

Tabel 4: Spesifikasi SAF Hasil Rancangan dengan *Existing*

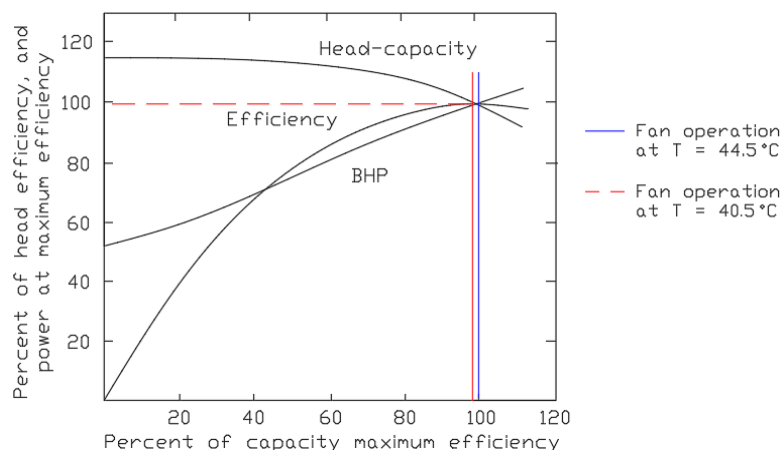
Parameter	Rancangan	Existing	Satuan
Kapasitas	8,81	6,82	m ³ /s
Tekanan udara masuk	8,93	10,8	kPa
Tekanan statis	635	635	mmWg
Putaran motor	1480	1480	rpm
Daya motor	75	55	kW
Diameter saluran hisap	0,91	0,7	m
Equiv. diameter saluran buang	0,511	0,406	m

Semakin besar kapasitas fan, maka volume udara yang dihisap juga akan meningkat. Untuk mengakomodasi peningkatan ini, dimensi saluran hisap dirancang lebih besar guna meminimalkan hambatan aliran udara saat memasuki fan. Demikian pula, dimensi saluran buang diperbesar untuk menghindari peningkatan kecepatan udara yang berlebihan pada *ducting*. Kecepatan udara yang terlalu tinggi berpotensi menimbulkan erosi pada permukaan dalam *ducting*, yang pada akhirnya dapat menyebabkan kebocoran udara dan menurunkan efisiensi sistem. Fenomena erosi akibat partikel dalam aliran berkecepatan tinggi sudah tercatat dalam studi industrial, seperti oleh Corsini dkk. (2013), yang menunjukkan bahwa benturan partikel di area *scroll* dan sudu dapat menyebabkan degradasi material pada fan industri.

SAF pada kondisi *existing* menggunakan sudu tipe *backward inclined airfoil*, sedangkan rancangan SAF baru menggunakan tipe *backward inclined radial*. Menurut Latt dkk. (2018), sudu tipe *airfoil* memiliki efisiensi yang lebih tinggi dibandingkan dengan tipe *radial*, sehingga efisiensi fan hasil rancangan cenderung lebih rendah. Meskipun demikian, total konsumsi daya listrik dapat menjadi lebih kecil. Pada sistem *existing*, dua unit SAF dengan masing-masing motor 55 kW harus dioperasikan secara bersamaan untuk memenuhi kebutuhan udara perapat. Sebaliknya, pada rancangan baru, hanya satu unit SAF dengan motor 75 kW yang diperlukan untuk menyuplai udara perapat bagi lima *pulverizer*. Dengan demikian, terdapat penghematan daya listrik sebesar 35 kW atau sekitar 31,8% dibandingkan sistem *existing*.

Pengoperasian lima *pulverizer* menyebabkan penurunan *setpoint* tekanan udara primer guna mencegah motor *Primary Air Fan* (PAF) mengalami *overload*. Akibatnya, tekanan udara yang masuk ke SAF juga menurun. Oleh karena itu, desain SAF yang baru mempertimbangkan tekanan udara masuk yang lebih rendah dibandingkan kondisi *existing*, agar tetap sesuai dengan karakteristik operasi PLTU saat lima *pulverizer* dioperasikan. Meskipun demikian, tekanan statis SAF tetap dipertahankan sebesar nilai pada kondisi *existing* untuk menjamin kecukupan tekanan udara perapat yang dibutuhkan.

Dalam perancangan ini, temperatur udara yang digunakan adalah nilai tertinggi dari data aktual, yaitu 44,5°C. Pemilihan nilai maksimum ini bertujuan untuk menjamin performa fan dalam kondisi paling kritis. Penurunan temperatur udara di bawah nilai tersebut dapat memengaruhi kinerja fan secara keseluruhan. Hubungan besaran-besaran pada fan sentrifugal ditunjukkan pada gambar 8, fluida.



Gambar 8: Kurva karakteristik fan sentrifugal

Pada kondisi temperatur udara terendah yang tercatat, yaitu 40,5°C, kapasitas fan menurun hingga 98,2% dari kapasitas maksimumnya. Berdasarkan gambar 8, penurunan kapasitas ini tidak berdampak signifikan terhadap efisiensi fan, namun berkontribusi pada peningkatan tekanan (*head*). Fenomena ini dapat dijelaskan melalui prinsip kontinuitas dalam mekanika fluida, yang menyatakan bahwa massa aliran fluida harus tetap konstan pada setiap penampang. Dengan demikian, ketika laju alir volumetrik berkurang akibat penurunan temperatur, tekanan udara meningkat untuk mempertahankan aliran massa yang konstan.

Fenomena ini sejalan dengan studi yang dilakukan oleh Bogdanovic-Jovanovic dkk. (2023), yang menunjukkan bahwa variasi temperatur udara masuk berdampak pada kapasitas dan konsumsi daya fan, terutama pada fan sentrifugal bertekanan rendah. Selain itu, Zhou dkk. (2025) menemukan bahwa distorsi pada kondisi inlet, termasuk perubahan temperatur, dapat menyebabkan perubahan signifikan pada karakteristik *head* fan, dengan deviasi hingga 4,7% terhadap kondisi ideal. Sehingga, penetapan temperatur desain berdasarkan kondisi ekstrem menjadi langkah yang sesuai untuk memastikan keandalan fan pada seluruh rentang operasi.

Penurunan temperatur pada rentang operasi menurunkan kapasitas dan kebutuhan daya mekanis fan, namun tidak secara signifikan memengaruhi efisiensi. Hal ini menegaskan bahwa desain fan yang dirancang tetap mampu bekerja andal dan efisien dalam menghadapi variasi temperatur yang terjadi selama operasi pembangkit.

4. KESIMPULAN

Perancangan Seal Air Fan (SAF) untuk sistem udara perapat pada lima pulverizer dan coal feeder PLTU 400 MW menunjukkan bahwa spesifikasi fan yang dihasilkan mampu memenuhi kebutuhan teknis operasi dengan kapasitas alir 8,81 m³/s dan kenaikan tekanan statis 635 mmWg. Hasil validasi memperlihatkan deviasi tekanan statis sebesar 6,7%, masih dalam batas toleransi standar DIN 24166 Kelas III, sehingga desain dinyatakan layak untuk diterapkan. Dibandingkan kondisi existing, penggunaan satu unit fan berdaya 75 kW yang menggantikan dua unit fan masing-masing 55 kW memberikan potensi penghematan energi listrik hingga 31,8%. Analisis variasi temperatur menunjukkan bahwa meskipun terjadi sedikit penurunan kapasitas, efisiensi fan tetap stabil dan kebutuhan daya mekanis menurun, sehingga desain yang diusulkan tetap andal pada berbagai kondisi operasi. Dengan demikian, rancangan SAF ini tidak hanya memenuhi tuntutan teknis sistem udara perapat, tetapi juga meningkatkan efisiensi energi dan keandalan operasional pembangkit.

UCAPAN TERIMA KASIH

Para penulis dengan hormat menyampaikan apresiasi dan terima kasih atas dukungan pendanaan yang diberikan oleh Kementerian Pendidikan Tinggi, Sains, dan Teknologi melalui dana DIPA Politeknik Negeri Bandung Tahun Anggaran 2025.

DAFTAR PUSTAKA

- Anditya, C., Lasnawatin, F., Prananto, A. B., Halim, L., Anutomo, I. G., Anggreani, D., Indarwati, F., Yusuf, M., Ambarsari, L., & Yuanningrat, H. (2023). *Handbook of energy & economic statistics of Indonesia*. Center for Data and Information Technology, Ministry of Energy and Mineral Resources.
- Bogdanovic-Jovanovic, J., Stamenkovic, Z., & Petrovic, J. (2023). Low pressure centrifugal fans operating with different air temperatures. *Thermal Science*, 27(6 Part A), 4497–4512.
- Carolus, T. (2022). *Fans*. Springer Fachmedien Wiesbaden.
- Corsini, A., Delibra, G., & Sheard, A. G. (2013). A Critical Review of Computational Methods and Their Application in Industrial Fan Design. *ISRN Mechanical Engineering*, 2013, 1–20.
- Farhansyah, A. (2024). *Perawatan dan sistem kerja pada coal feeder di PLTU Unit PT POMI Paiton (Laporan Magang, Politeknik Negeri Jember)*.

- Felycia, Nugraha, A., & Pahiyanti, N. G. (2023). Sistem Kendali dan Proteksi Coal Feeder pada Unit 1-4 PLN Indonesia Power UBP Suralaya. *Energi dan Kelistrikan : Jurnal Ilmiah*, 15(2), 119–130.
- Fitri, H. M., & Wardoyo, S. (2024). Sistem Kendali Tekanan Udara Sekunder Pada Force Draft Fan (FDF) Pembangkit Listrik Tenaga Uap. *Jurnal Amplifier*, 14(2), 125–133.
- International Organization for Standardization. (2025). *ISO 13348:2025 – Fan: Tolerances, methods of conversion and technical data presentation*. International Organization for Standardization.
- Irsyad, N. (2024). *Preventif maintenance pada pulverizer di unit 1–4 PT. PLN Indonesia Power Suralaya PGU (Laporan Kerja Praktik, Universitas Sultan Ageng Tirtayasa)*.
- Jayapragasan, C. N., Manojkumar, A., & K, J. R. (2015). *Design Optimization and Parametric Study on the Alternative Blower of Travelling Cleaner*. 2(4), 76–84.
- Latt, A. K., Htwe, S. Y., Tin, T. S., & Zaw, M. (2018). Design comparison of forward and backward curved radial tip blades for centrifugal blower. *Iconic Research And Engineering Journals*, 2(5), 138–145.
- Nuri, H. L., & Yanto, A. R. (2020). Perhitungan kecepatan fluida untuk pendinginan ti foil pada window akselerator elektron energi tinggi. *PRIMA*, 17(ISSN : 1411-0296), 1–9.
- Pocari, S., & Lamani, L. (2024). Performance Analysis and Optimization of the Energy Indicators of an Axial Fan Through Some Constructive Changes Using Computer Simulations and Experimental Confirmation. In *Lecture Notes on Multidisciplinary Industrial Engineering: Vol. Part F2090* (hal. 211–219). Springer Nature.
- Putra, A. P., Munawir, A., & Jayadi, F. (2023). Pemeliharaan coal feeder terhadap kinerja pembangkit listrik pada Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) Nagan Raya 2×110 MW. *Jurnal Mahasiswa Mesin UTU (JMMUTU)*, 2(1), 1–7.
- Sagaf, M. (2018). Analisa faktor-faktor penyebab perubahan efisiensi boiler jenis pulverized coal fired forced circulation sub-critical pressure menggunakan metode tak langsung. *Teknoin*, 24(2), 147–158.
- Sularso, & Suga, K. (2008). *Dasar Perancangan dan Pemilihan Elemen Mesin*. PT. Kresna Prima Persada.
- Thandar, A. M., Than, P. M., Mya, N. S., & Khaing, C. C. (2019). Design of 5 kW Radial Type Centrifugal Blower (Casing). *Iconic Research and Engineering Journals*, 3(2), 214–219.
- Zhou, S., Wang, T., Mao, Z., & Lu, L. (2025). Analysis and Optimization Design of Internal Flow Evolution of Large Centrifugal Fans Under Inlet Distortion Effects. *Applied Sciences (Switzerland)*, 15(7).