

Rancangan Pompa Untuk Pengisian Air Ketel Pada Proses Pengolahan Kelapa Sawit di PT. Eastern Sumatera Indonesia, Bukit Maraja

Ebbit Dermawan Purba¹, Joni Wilson Sitopu²

^{1,2}Program Studi Teknik Mesin Universitas Simalungun, Jalan Sisingamangaraja Barat Pematang Siantar, 21142

¹ebbitpurba8@gmail.com, ²jwsitopu@gmail.com

INFO ARTIKEL

ABSTRAK

Fungsi pompa sentrifugal berguna untuk memindahkan zat cair (fluida) dari suatu tempat yang lebih rendah ke suatu tempat yang lebih tinggi, diakibatkan dari perbedaan tekanan isap dan tekanan buang, dimana pompa sentrifugal tersebut mengubah energi mekanik menjadi energi hidrolis dengan menggunakan gaya sentrifugal. Pompa sentrifugal bekerja ketika energi mekanik dari motor menggerakkan sudu-sudu pompa (rotor), dan berikutnya energi mekanik tersebut akan membawa fluida sehingga fluida tersebut akan terlempar keluar dikarenakan gaya sentrifugal. Konstruksi dari pompa sentrifugal ini terdiri dari casing, lubang isap (Suction Port) dan lubang tekan (Discharge Port), poros, impeller, vane dan bantalan radial. Perencanaan pompa ini direncanakan untuk pengadaan air di pabrik kelapa sawit dengan kapasitas pabrik sebesar 20 Ton TBS/jam. Sumber air yang diambil dari air sungai tidak jauh dari pabrik sebelum air dipakai untuk kebutuhan pabrik, harus di treatment setelah di treatment air tersebut dipergunakan untuk air umpan boiler, perumahan (domestik), bengkel, kantor, laboratorium dan instalasi pengolahan pabrik dan lain-lain. Tujuan perencanaan ini adalah untuk menghitung daya pompa, daya electromotor dan putaran motor diikuti dengan perhitungan-perhitungan komponen-komponen pompa lainnya, sehingga dapat melayani pengadaan air dalam satu pabrik PKS.

Kata Kunci: Sumber Air; Perhitungan-Perhitungan Pompa; Kebutuhan Pabrik; Kebutuhan Domestik.

1. PENDAHULUAN

Air sangat penting bagi kehidupan manusia, tumbuhan, dan hewan, serta memainkan peran vital dalam berbagai bidang teknologi dan industri [1]. Kemajuan teknologi energi telah menghasilkan berbagai sumber energi, seperti energi surya, nuklir, dan panas bumi. Namun, pembangkit listrik tenaga uap tetap dominan dan digunakan secara intensif dalam industri pengolahan kelapa sawit.

Hal ini terlihat dari keberadaan fasilitas boiler dan ruang mesin di pabrik kelapa sawit, yang menghasilkan uap untuk menggerakkan turbin dan mendukung operasi kritis seperti sterilisasi dan ekstraksi minyak [1,2]. Di pabrik kelapa sawit, uap dihasilkan dengan mengkonversi energi dari pemanasan air dengan merebusnya di dalam boiler. Uap yang dihasilkan kemudian digunakan untuk berbagai keperluan, seperti menggerakkan

turbin, memanaskan boiler, dan mendukung proses industri lainnya. Agar sirkulasi energi dapat berlangsung secara terus-menerus, diperlukan pompa yang mampu mensuplai air secara terus-menerus, sehingga boiler dapat menghasilkan uap dalam jumlah yang stabil sesuai kebutuhan [3]. Pompa air umpan boiler memiliki karakteristik khusus karena harus mampu menangani tekanan kerja boiler yang relatif tinggi. Sesuai dengan tugas penulis, penelitian ini berfokus pada perancangan pompa untuk suplai air boiler di pabrik pengolahan kelapa sawit. Sebagai langkah awal, penulis melakukan survei di pabrik pengolahan kelapa sawit PT Eastern Sumatera Indonesia untuk memberikan studi perbandingan perancangan pompa air umpan boiler. Pada perancangan ini, pompa dirancang berkapasitas 20 ton/jam dengan tekanan kerja boiler 20 bar. Oleh karena itu, pembahasan berikut berfokus pada perancangan pompa dengan spesifikasi tersebut, meliputi komponen, fungsi, prosedur operasi, dan perhitungan teknis terkait. Permasalahan penelitian berfokus pada perancangan pompa air umpan boiler untuk memastikan suplai air yang kontinu dan memadai. Pompa yang dipilih, Torisima MMO 50/8, memenuhi spesifikasi yang dipersyaratkan dengan head total 270–300 meter, kecepatan 2900 rpm, dan kapasitas 27,5–40 m³/jam. Penelitian ini juga mengkaji sistem pelumasan untuk memastikan keandalan operasi. Tujuan penelitian ini adalah untuk menerapkan pengetahuan kuliah dalam kondisi nyata, memahami prinsip kerja pompa umpan boiler, dan mengidentifikasi faktor-faktor desain kunci untuk operasi yang efisien. Penelitian ini terbatas pada pembahasan komponen pompa, fungsi, metode kerja, dan perhitungan teknis terkait dalam head, kecepatan, dan kapasitas yang ditentukan, mengingat keterbatasan material dan waktu.

Pabrik pengolahan kelapa sawit (PKS) sangat bergantung pada uap sebagai sumber energi utama untuk tahap-tahap utama produksi, termasuk sterilisasi tandan buah segar, pengeringan, dan ekstraksi minyak. Pembangkitan uap ini dilakukan oleh boiler, yang membutuhkan pasokan air bertekanan tinggi yang terus-menerus dan andal. Tugas ini dipenuhi oleh pompa umpan boiler, sebuah komponen yang memainkan peran vital dalam menjaga kelancaran operasional pabrik [4,5]. Pompa

umpan boiler tidak hanya harus mempertahankan tekanan kerja boiler tetapi juga memastikan laju aliran yang stabil untuk menjaga efisiensi operasional. Tanpa keandalan tersebut, gangguan dapat terjadi dalam produksi uap, yang menyebabkan gangguan pada tahap sterilisasi, pengeringan, atau pengepresan, yang pada akhirnya mengurangi produktivitas. Oleh karena itu, kinerja pompa umpan sangat penting bagi efektivitas pabrik kelapa sawit, karena secara langsung memengaruhi efisiensi, kualitas produk, dan konsumsi energi [6,7,8].

Untuk pabrik kelapa sawit, pompa umpan boiler harus dapat mengalirkan air secara andal untuk mempertahankan pembangkitan uap yang berkelanjutan. Desain yang buruk dapat menyebabkan kavitasi, inefisiensi, atau trip boiler. Faktor-faktor desain utama meliputi kapasitas, head, kecepatan, dan efisiensi [9,7]. Pompa sentrifugal multistage dominan karena kemampuannya menghasilkan head tinggi dengan aliran stabil. Pemilihan impeller radial atau aliran campuran yang tepat memastikan keselarasan dengan tekanan dan kebutuhan aliran boiler [10].

Memahami prinsip-prinsip operasi pompa dan kategori mesin tempat pompa berada sangat penting untuk merancang atau memilih unit yang tepat untuk pabrik kelapa sawit. Pompa umpan boiler termasuk dalam kategori mesin fluida yang lebih luas, yang mengatur transfer energi antara fluida dan sistem mekanis. Desain dan pemilihan pompa sangat bergantung pada kurva karakteristiknya, yang menggambarkan hubungan antara kapasitas, head, daya, dan efisiensi. Kurva ini memandu para insinyur dalam mengidentifikasi titik operasi optimal untuk sebuah pompa, membantu meminimalkan kehilangan energi dan memaksimalkan kinerja sistem. Pencocokan kapasitas pompa yang tepat dengan kebutuhan sistem menghindari inefisiensi seperti kavitasi, getaran berlebih, atau pemborosan energi, yang semuanya dapat membahayakan operasional pabrik. Oleh karena itu, pengetahuan tentang karakteristik pompa sangat penting untuk mempertahankan efisiensi operasional pabrik kelapa sawit dan umur panjang peralatan [11,12].

Mesin fluida secara umum didefinisikan sebagai perangkat apa pun yang memungkinkan transfer energi antara

fluida dan sistem mekanis. Mesin-mesin ini secara luas dibagi menjadi dua kategori: mesin kerja dan mesin daya. Mesin kerja, seperti pompa, blower, dan kompresor, mengubah energi mekanik menjadi energi fluida, sementara mesin daya, seperti turbin dan motor hidrolis, melakukan proses sebaliknya dengan mengubah energi fluida kembali menjadi energi mekanik [11,13]. Pompa, sebagai salah satu jenis mesin kerja, dirancang khusus untuk mengangkut fluida tak termampatkan seperti air atau minyak dengan mengatasi perbedaan elevasi atau gradien tekanan. Di pabrik kelapa sawit, pompa berperan penting dengan mengalirkan air ke boiler pada tekanan dan volume yang dibutuhkan, memastikan pasokan uap yang stabil untuk produksi berkelanjutan. Pompa umumnya diklasifikasikan menjadi dua jenis utama berdasarkan metode yang digunakan untuk menghasilkan tekanan. Jenis pertama adalah pompa perpindahan positif, yang mengalirkan fluida dengan mengisi dan mengosongkan ruang secara bergantian. Pompa ini mampu mempertahankan aliran yang konsisten terlepas dari variasi tekanan atau kecepatan. Dalam kategori ini, pompa resiprokal menggunakan piston untuk memindahkan fluida melalui katup hisap dan katup buang, sementara pompa roda gigi mengandalkan roda gigi yang berputar untuk memberi tekanan pada fluida. Karena kemampuannya menghasilkan keluaran tekanan tinggi yang stabil, pompa perpindahan positif sering digunakan dalam aplikasi yang membutuhkan aliran konstan dan andal [14,15]. Jenis kedua adalah pompa dinamis, yang juga disebut turbomachines. Tidak seperti pompa perpindahan positif, pompa dinamis menggunakan bilah yang berputar untuk memberikan kecepatan pada fluida, yang kemudian diubah menjadi energi tekanan. Pompa ini dapat dikategorikan lebih lanjut berdasarkan arah aliran: pompa aliran radial menghasilkan head tinggi dengan laju aliran sedang, pompa aliran aksial menghasilkan aliran tinggi tetapi head rendah, dan pompa aliran campuran menyeimbangkan karakteristik head dan aliran. Klasifikasi ini memungkinkan para insinyur untuk memilih jenis pompa yang paling sesuai berdasarkan kebutuhan operasional dan pertimbangan efisiensi suatu sistem [11,13].

Pompa sentrifugal merupakan jenis pompa dinamis yang paling umum

digunakan dalam industri karena kesederhanaan dan fleksibilitasnya. Pompa ini terdiri dari impeler, casing, dan poros penggerak. Fluida masuk melalui pipa hisap, memperoleh kecepatan dari bilah impeler yang berputar, kemudian mengubah energi kecepatan ini menjadi tekanan di dalam casing, sehingga memungkinkan pembuangan pada tekanan yang dibutuhkan [11,13].

Impeler, sebagai elemen inti, tersedia dalam beberapa jenis. Impeler radial menghasilkan aliran tegak lurus dan cocok untuk aplikasi dengan tekanan tinggi. Impeler aksial menghasilkan aliran paralel, menangani volume tinggi pada tekanan rendah. Impeler aliran campuran menggabungkan kedua karakteristik tersebut, menyeimbangkan aliran dan tekanan. Selain itu, impeler bertingkat yang terdiri dari impeler bertumpuk umumnya digunakan dalam aplikasi dengan tekanan tinggi seperti sistem umpan boiler [13]. Untuk memastikan kinerja yang optimal, konsep kecepatan spesifik (ns) diterapkan dalam pemilihan geometri impeler yang paling sesuai dengan kebutuhan sistem [16]. Pompa sentrifugal disukai karena pengoperasiannya yang berkelanjutan, berkapasitas besar, dan rentang tekanan yang luas. Desainnya yang lugas menurunkan biaya perawatan dan kebutuhan ruang. Pompa ini mengakomodasi pengaturan multistage, sehingga ideal untuk tugas pengumpanan boiler bertekanan tinggi di pabrik kelapa sawit [11,13].

Merancang pompa pengumpanan boiler yang efektif memerlukan pertimbangan cermat terhadap beberapa parameter utama. Kapasitas aliran harus selaras dengan kebutuhan uap boiler, sementara tekanan total harus melebihi tekanan maksimum bejana boiler untuk memastikan pengoperasian yang aman dan andal. Kecepatan impeller harus disesuaikan dengan karakteristik aliran dan tekanan yang diinginkan, dan kebutuhan daya harus diperhitungkan saat memilih desain motor yang tepat. Pemilihan material juga memainkan peran penting, karena impeller dan casing yang tahan korosi memperpanjang daya tahan pompa. Demikian pula, penggunaan bantalan dan seal berkualitas tinggi meminimalkan waktu henti. Secara keseluruhan, efisiensi pompa secara langsung memengaruhi konsumsi energi operasional dan

keberlanjutan jangka panjang [7,10]. Selain desain, perawatan dan keandalan merupakan faktor penting dalam memastikan kinerja pompa yang optimal. Perawatan rutin, seperti pemeriksaan seal, pelumasan bearing, dan pembersihan impeller, membantu mencegah keausan, kavitasi, dan waktu henti yang tidak terduga. Integrasi sistem pendukung yang tepat, termasuk deaerator dan tangki air make-up, mengurangi gas terlarut dan secara efektif memitigasi risiko korosi. Langkah-langkah pencegahan tersebut berkontribusi pada perpanjangan umur pompa dan peningkatan keandalan [17,18]. Perkembangan teknologi semakin meningkatkan kinerja dan efisiensi sistem umpan boiler. Sistem modern semakin dilengkapi dengan mekanisme kontrol otomatis yang mengatur aliran dan tekanan secara real-time, sehingga meningkatkan efisiensi operasional secara keseluruhan [19]. Selain itu, penggunaan material komposit tahan korosi tidak hanya meningkatkan daya tahan tetapi juga mengurangi kebutuhan perawatan dan biaya operasional jangka panjang. Inovasi-inovasi ini mencerminkan semakin pentingnya keberlanjutan, efektivitas biaya, dan keandalan dalam aplikasi pompa umpan boiler [9].

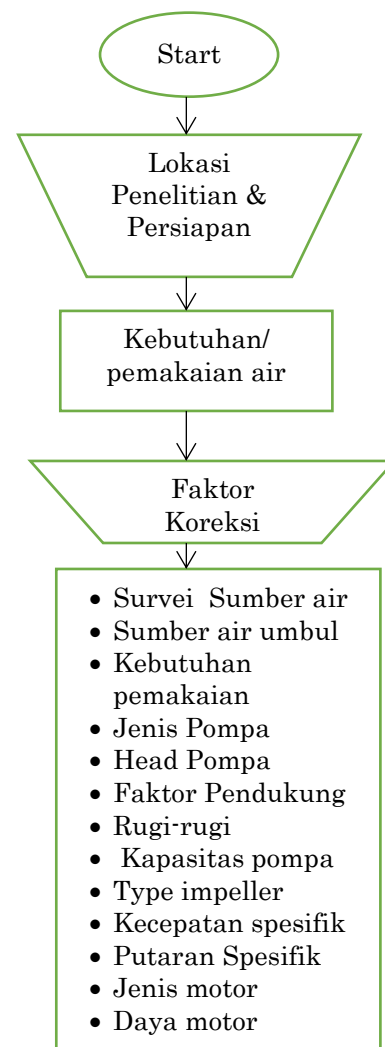
Studi empiris telah memberikan referensi desain penting untuk aplikasi pompa di pabrik kelapa sawit. Hutabarat menganalisis desain pompa untuk pabrik pengolahan tandan buah segar (TBS) 50 ton per jam, dengan fokus pada parameter-parameter utama seperti kapasitas, head, daya, dan kecepatan [20]. Demikian pula, Sinaga menguji sistem uap 30 ton per jam, dengan menekankan perhitungan aliran, putaran impeller, daya pompa, dan efisiensi keseluruhan [7]. Secara keseluruhan, penelitian ini menyoroti pentingnya penyesuaian parameter pompa terhadap skala spesifik dan kebutuhan operasional setiap pabrik [7,20].

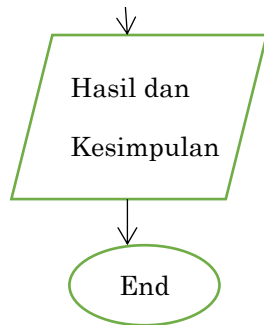
Selain studi empiris, beberapa referensi teknis memberikan spesifikasi yang berharga untuk pemilihan pompa. DevSaana, misalnya, memperkenalkan pompa sentrifugal multistage FPE-M 32-5, yang beroperasi dalam rentang aliran 4–15 m³/jam dan menghasilkan head hingga 129 meter, sehingga sangat cocok untuk aplikasi umpan boiler bertekanan tinggi [21]. DESMI (2021) membahas sistem pompa umpan boiler laut yang, meskipun awalnya

dirancang untuk penggunaan di atas kapal, dapat diterapkan di pabrik kelapa sawit karena standar keandalannya yang serupa [22]. Demikian pula, pompa multistage horizontal modular tersedia untuk menangani cairan bersih atau sedikit terkontaminasi, sehingga cocok untuk aplikasi umpan boiler dan air proses di pabrik kelapa sawit. Pompa ini dirancang untuk memberikan fleksibilitas, efisiensi tinggi, dan kemudahan perawatan, selaras dengan persyaratan operasional fasilitas pengolahan minyak sawit modern [23].

2. METODOLOGI PENELITIAN

Pada penelitian ini perlu adanya tahapan-tahapan perencanaan penelitian. Dengan tujuan agar didapatkan hasil yang memenuhi syarat penelitian dan hasil yang akurat juga. Untuk penelitian ini dilakukan survei di daerah lokasi rancangan yang akan dibuat Pompa Pengisian Ketel (*boiler feed water pump*). Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada diagram alir sebagai berikut:





Gambar 1. Diagram alir

1. Benda dan Bahan Penelitian

Benda Penelitian

Benda penelitian yang dimaksud disini diteliti hanya berdasarkan teori dan perhitungan saja. Mengingat waktu yang singkat dan biaya yang begitu besar untuk meneliti benda secara langsung dari sumber pembuatnya. Jadi yang dimaksud disini hanya meneliti benda secara teori saja, yakni antara lain

1. Pompa Centrifugal :
 - Water Pump
2. Total head
 - Total head losses
 - Pipa suction
 - Pipa discharge
 - Gate valve
 - Check valve
 - Tee flange
 - Pipa penghantar
3. Impeller
4. Elektro Motor

Bahan Penelitian

Bahan penelitian yang direncanakan/digunakan dalam perencanaan ini adalah : Pompa, Motor dan komponen lain terbuat dari jenis material yang ditentukan berdasarkan perhitungan kebutuhan menurut teori dan disesuaikan dengan yang ada di pasar.

2. Prosedur Penelitian

Dalam penelitian perancangan Pompa ini penulis melangkah dengan tahapan-tahapan. Pompa ini direncanakan berdasarkan spesifikasi-spesifikasi perencanaan pompa air, baik berdasarkan

sumber teori, perhitungan dan kebutuhan daya serta kemampuan sumber air, yaitu sebagai berikut :

1. Survei lokasi pompa
2. Analisa kebutuhan air atas kebutuhan konsumen
3. Sumber air
4. Cari sumber pembantu rancangan
5. Pemilihan jenis pompa
6. Perhitungan jarak suplai pompa (ke lokasi ketel)
7. Perhitungan total head
8. Perhitungan kapasitas pompa
9. Perhitungan head losses
10. Analisa pertimbangan antisipasi kekurangan kebutuhan air
11. Pemilihan impeller
12. Kecepatan spesifik
13. Pemilihan jenis motor
14. Daya Elektromotor

Adapun tahapan-tahapan prosedur tersebut tidak sepenuhnya seperti itu. Karena terkadang ada kekurangan yang perlu kita perhatikan lagi untuk mendapatkan hasil yang lebih baik.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

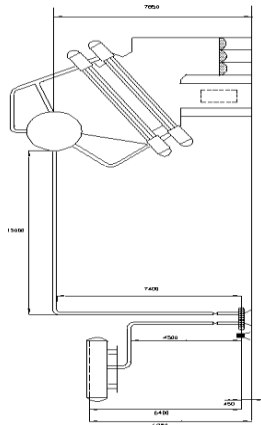
3.1 Perhitungan Kapasitas dan Head Pompa

Kapasitas pompa merupakan parameter vital yang harus sesuai dengan produksi uap boiler. Perhitungan memperhitungkan kemungkinan kerugian akibat kebocoran atau pasokan terbatas, karena air umpan yang tidak mencukupi mengurangi pembangkitan uap, sementara kapasitas yang berlebihan dapat membebani sistem. Untuk boiler dengan keluaran uap 20 ton/jam, pompa harus memasok air sedikit lebih banyak daripada yang dibutuhkan untuk memperhitungkan kerugian sistem. Kapasitas yang lebih rendah tidak memengaruhi head, tetapi memengaruhi daya kuda rem.

Untuk mengantisipasi fluktuasi, standar industri merekomendasikan peningkatan

kapasitas pompa sekitar 20% untuk boiler besar. Dengan boiler 20 ton/jam, ini menghasilkan kapasitas pompa yang direncanakan sebesar 24 ton/jam [20]. Air masuk ke deaerator pada suhu sekitar 37°C dan dipanaskan hingga sekitar 95°C menggunakan uap dari boiler. Dalam

kondisi ini, densitas air adalah $961,9 \text{ kg/m}^3$ (DevSaana, 2021). Nilai-nilai ini penting untuk menghitung kapasitas, head, dan daya guna memastikan pengoperasian pompa yang efisien dan aman. Dalam menentukan jumlah pompa, terdapat beberapa pertimbangan penting yang harus diperhatikan, salah satunya adalah aspek ekonomi. Pertimbangan ekonomi meliputi biaya investasi pembangunan instalasi serta biaya operasional dan pemeliharaan pompa. Berdasarkan pertimbangan tersebut, perencana memilih penggunaan dua pompa: satu pompa untuk operasi utama dan satu pompa sebagai pompa siaga. Konfigurasi ini dirancang untuk memastikan pasokan air yang stabil dan mencukupi bagi boiler dengan kapasitas uap 20 ton/jam, sekaligus menjaga kontinuitas produksi dalam kondisi darurat atau selama pemeliharaan pompa



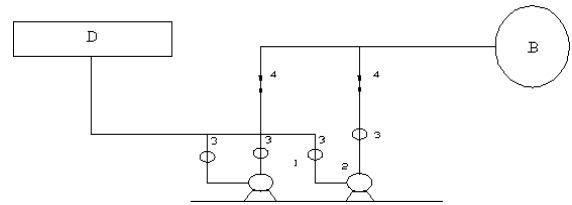
utama.

Gambar 1. Komponen Pompa. Huruf D mewakili deaerator, sedangkan B mewakili boiler. Angka 1 menunjukkan pompa yang beroperasi, angka 2 mewakili pompa siaga, angka 3 mewakili katup masuk dan keluar, dan angka 4 mewakili katup periksa otomatis.

Pemilihan Diameter Pipa.

Pemilihan diameter pipa hisap dan buang berdampak signifikan terhadap kehilangan tekanan, efisiensi, dan kebutuhan daya pompa. Diameter ditentukan berdasarkan kapasitas pompa dan kecepatan aliran, yang umumnya 1,2–2,6 m/s untuk hisap dan 1,5–3,0 m/s untuk buang [21]. Pipa yang terlalu besar akan meningkatkan biaya, sedangkan pipa yang terlalu kecil akan meningkatkan kehilangan tekanan dan kebutuhan daya. Kecepatan aliran juga penting: terlalu rendah dapat menyebabkan sedimentasi, sedangkan terlalu tinggi dapat menyebabkan erosi pipa

dan komponen pompa [20, 7]. Oleh karena itu, diameter pipa harus dipilih dengan mempertimbangkan keseimbangan antara biaya, kehilangan tekanan, dan kecepatan aliran untuk memastikan sistem pompa beroperasi secara efisien, aman, dan ekonomis, sekaligus mempertahankan masa



pakai peralatan.

Gambar 2. Diagram instalasi sistem pompa air umpan boiler dengan deaerator

Diameter Pipa Hisap.

Diameter pipa hisap ditentukan berdasarkan kecepatan aliran fluida 1,020–2,633 m/s, yang diasumsikan sebesar 2,4 m/s. Dengan kapasitas pompa $Q = 0,00693 \text{ m}^3/\text{s}$ dan kecepatan aliran $V_s = 1,5 \text{ m/s}$, diameter pipa hisap diperoleh sebagai $d_s = 76 \text{ mm}$. Menurut standar, digunakan pipa nominal 80 mm dengan diameter dalam 80,7 mm dan diameter luar 89,1 mm. Pada ukuran ini, kecepatan aliran aktual adalah 1,355 m/s, masih dalam batas yang diizinkan (1–3 m/s).

Diameter Pipa Tekanan.

Diameter pipa tekanan ditentukan dengan asumsi kecepatan aliran fluida 3,0 m/s, sehingga menghasilkan diameter pipa tekanan $d_d = 65 \text{ mm}$. Menurut standar, pipa nominal berukuran 65 mm ($2 \frac{1}{2}$ ") digunakan, dan pada ukuran ini kecepatan aliran aktualnya adalah 1,914 m/s, masih dalam batas yang diizinkan.

Head pompa adalah kemampuan pompa untuk memindahkan fluida dari elevasi yang lebih rendah ke elevasi yang lebih tinggi. Dalam desain ini, head pompa didefinisikan sebagai jumlah energi atau hambatan yang harus diatasi pompa untuk memindahkan fluida dari evaporator ke boiler. Berdasarkan gambar instalasi perpipaan pompa umpan air boiler, head pompa dihitung menggunakan persamaan Bernoulli pada dua titik aliran. Pada sisi tekanan, tekanan ditetapkan pada 115–125% dari tekanan kerja boiler untuk mencegah kesalahan perhitungan dan memastikan keamanan boiler dan instalasi pompa.

Head tekanan.

Dalam desain ini, tekanan pada sisi tekanan diatur sebesar 118% dari tekanan kerja boiler, atau 20 bar, sehingga menghasilkan tekanan buang sebesar 23,6 bar. Tekanan hisap di deaerator adalah 1,65 bar. Ketika kedua tekanan ini dikonversi menjadi head, tekanan buang setara dengan 250,1855 m kolom air, sedangkan tekanan hisap adalah 17,4917 m kolom air. Selisih antara keduanya menghasilkan head tekanan sebesar 232,6938 m.

Head kecepatan.

Selisih head kecepatan adalah 0,097 m, yang merupakan selisih antara sisi tekanan dan sisi hisap (deaerator). Nilai ini dihitung menggunakan kecepatan aliran air pada sisi tekanan sebesar 1,914 m/s, kecepatan air di deaerator sebesar 0, dan percepatan gravitasi g sebesar 9,8 m/s². Perhitungan ini menghasilkan head kecepatan sebesar 0,097 m. Meskipun nilai ini relatif kecil dibandingkan dengan komponen head tekanan, faktor ini tetap diperhitungkan dalam head pompa total untuk mendapatkan hasil desain yang lebih akurat. Head statis pompa, juga dikenal sebagai head aktualnya, adalah selisih tinggi fluida antara sisi keluaran dan sisi hisap pompa. Nilai head statis pompa dalam desain (H_{st}) sebesar 1 m diperoleh dari selisih tinggi pada sisi tekanan ($Z_d = 7,40$ m) dan tinggi pada sisi hisap ($Z_s = 6,40$ m).






Kerugian head.

Kehilangan head terdiri dari kehilangan head akibat gesekan dan kehilangan head minor akibat tekukan, reduksi, dan katup pada pipa hisap dan pipa buang. $H_l = H_f + H_m$. Kehilangan head ketika air keluar dari deaerator, dengan asumsi bahwa $A_1 / A_2 \equiv$ kita peroleh $k = 0,5$ m. Kehilangan head di sepanjang pipa hisap dihitung menggunakan persamaan Darcy-Weisbach. Dengan panjang pipa 10,48 m, diameter pipa 0,0807 m, kecepatan aliran 1,355 m/s, percepatan gravitasi 9,81 m/s², dan faktor gesekan $f=0$, kehilangan tekanan gesek mayor adalah 0,207 m. Nilai ini hanya mencakup kehilangan tekanan di sepanjang pipa lurus; oleh karena itu, kehilangan tekanan minor akibat komponen tambahan seperti katup kaki, tekukan, peredam, dan saringan tetap harus diperhitungkan. Kehilangan tekanan minor pada sisi hisap terdiri dari siku, katup gerbang, dan

sambungan pipa, dengan total 0,282 m. Dengan menambahkan kehilangan tekanan mayor sebesar 0,206 m dan cadangan 0,5 m, total kehilangan tekanan pada pipa hisap adalah 0,988 m. Tekanan minor pada sisi tekanan. Karena katup yang digunakan memiliki resistansi 0,037 m, jumlah katup gerbang adalah 2, dengan tekukan siku 0,57 m, dan kehilangan tekanan akibat pembesaran mendadak sebesar 0,0186717 m, sehingga total kehilangan tekanan pada sisi tekanan adalah 5,90751 m. Berdasarkan perhitungan ini, total kehilangan tekanan (H_l) adalah 6,89551 m. Dengan demikian, tekanan pompa yang direncanakan adalah 241 meter.

3.2 Pemilihan Jenis Pompa dan Motor Penggerak

Pemilihan jenis pompa menggunakan "Diagram Pemilihan Jenis Pompa", yang menunjukkan hubungan antara kapasitas pompa (Q) dan tekanan pompa (H). Dengan kapasitas pompa ($Q = 0,4158$ m³/menit) dan tekanan ($H = 241$ mH), pompa yang sesuai ditentukan berada dalam kisaran Pompa Turbin Multi-Tahap. Kecepatan spesifik digunakan untuk mengklasifikasikan impeller berdasarkan kinerjanya tanpa memperhatikan ukuran atau kecepatan aktual. Kecepatan spesifik menunjukkan putaran per menit (rpm) di mana sebuah impeller, jika ukurannya dikurangi secara proporsional, dapat menyediakan kapasitas 1 gpm pada head 1 ft. Klasifikasi impeller berdasarkan kecepatan spesifik meliputi: pompa kecepatan rendah (40–80 rpm), pompa kecepatan sedang (80–150 rpm), pompa kecepatan tinggi (150–300 rpm), pompa kecepatan campuran (300–600 rpm), dan pompa impeller aliran aksial (600–2000 rpm).

Centrifugal pumps			Mixed-flow impeller	Axial-flow impeller
Low-speed impeller	Moderate-speed impeller	High-speed impeller		
				
$n_{st} = 40-80$	$n_{st} = 80-150$	$n_{st} = 150-300$	$n_{st} = 300-600$	$n_{st} = 600-2000$
$\frac{D_2}{D_0} \approx 25$	$\frac{D_2}{D_0} \approx 2$	$\frac{D_2}{D_0} \approx 1.8-1.4$	$\frac{D_2}{D_0} \approx 1.2-1.1$	$\frac{D_2}{D_0} \approx 0.8$

Gambar 3. Kecepatan spesifik impeller

Dalam desain ini, pompa terhubung langsung dengan motor induksi listrik yang

berputar pada 3.000 rpm. Dengan memperhitungkan slip 2%, kecepatan spesifiknya adalah 14,61 rpm, yang masih di bawah batas kategori impeller. Inilah alasan pemilihan pompa multi-tahap dengan impeller kecepatan rendah, yaitu $ns_1 = 40\text{--}80$ rpm. Jumlah tingkat impeller pada pompa turbin multi-tahap ditentukan menggunakan rumus yang melibatkan kecepatan spesifik impeller sedang ($ns_1 = 55$ rpm) dan kecepatan spesifik pompa ($ns = 14,61$ rpm). Berdasarkan perhitungan ini, pompa yang direncanakan memiliki enam tingkat impeller. Kecepatan spesifik untuk setiap tingkat kemudian dihitung menggunakan rumus yang melibatkan jumlah tingkat, menghasilkan kecepatan spesifik per tingkat sebesar 28,51 rpm untuk enam tingkat impeller. Pompa yang direncanakan memiliki kapasitas $Q = 0,4158$ m³/menit atau 102,58 gpm, dengan head per stage 40,16 meter (131,79 kaki). Berdasarkan diagram efisiensi pompa, efisiensi pompa diperoleh sebesar 69%. Dengan menggunakan berat jenis air pada suhu 95°C (3961,9 kg/m³), kapasitas aliran $Q = 0,00693$ m³/detik, dan head total 240,25 meter, daya pompa diperoleh sebesar 2.476,5 W atau setara dengan 30,57 Hp, yang dibutuhkan untuk mengoperasikan sistem secara efisien.

Pemilihan Motor.

Dalam proses perencanaan ini, motor listrik (elektromotor) dipilih sebagai motor penggerak pompa dibandingkan motor reciprok (diesel/bensin) karena beberapa keunggulan, antara lain biaya yang lebih rendah, pengoperasian yang lebih mudah, bobot yang ringan dan pengoperasian yang hampir bebas getaran, perawatan dan pengaturan yang lebih mudah, serta ruang yang dibutuhkan untuk pemasangan lebih sedikit. Jenis motor dipilih berdasarkan kondisi operasi dan lokasi pemasangan untuk mencapai efisiensi dan kemudahan pengoperasian.

Daya motor penggerak dihitung dari daya pompa ($N_p=22,80$), dengan menambahkan faktor cadangan 0,2 untuk motor induksi dan efisiensi transmisi 1 (kopling langsung). Berdasarkan perhitungan ini, daya motor penggerak nominal adalah 36,68 hp, yang cukup untuk mengoperasikan pompa dengan aman dan efisien.

Spesifikasi Pompa

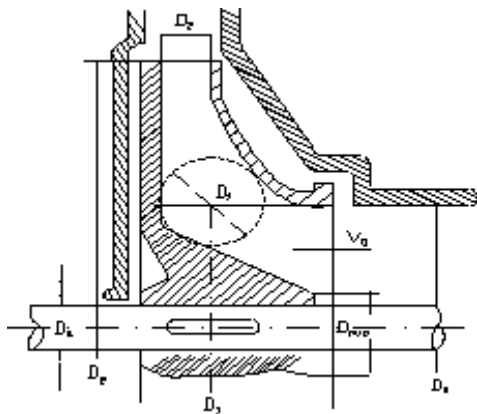
Berdasarkan perhitungan sebelumnya, spesifikasi pompa yang direncanakan adalah sebagai berikut: pompa sentrifugal dengan impeler radial, kapasitas 24,95 m³/jam, head 240,77 meter, dan kecepatan putar 2940 rpm. Daya pompa adalah 30,57 hp, dengan diameter pipa hisap 3 inci (80 mm) dan diameter pipa pembuangan 2 1/2 inci (65 mm). Putaran spesifik impeler Kecepatannya 14,77 rpm, dengan 6 tingkat impeller, dan motor listrik berdaya 36,68 hp, kecepatan putar 3000 rpm, frekuensi 50 Hz, dan 2 kutub. Diameter poros. Saat merancang poros pompa, beberapa faktor dipertimbangkan, termasuk kekuatan poros untuk menahan beban torsi dan lentur, defleksi akibat beban, gaya lentur dari poros dan berat impeller, serta gaya aksial dan radial akibat tekanan aliran air. Diameter poros kemudian ditentukan menggunakan rumus yang relevan untuk memastikan poros dapat menahan semua beban ini dengan aman.

Dalam desain ini, beban poros direncanakan berupa baja karbon S30C (JIS G 450) dengan kuat tarik $\sigma_b = 48$ kg/mm². Tegangan geser $\tau_g = 4.60$ kg/mm², sedangkan momen torsi $T = 10876,33$ kg/mm². Oleh karena itu, diameter poros adalah 32,45 mm, atau sesuai dengan diameter poros standar, sehingga dipilih poros dengan diameter (d_s) 40 mm. Dimensi impeller. Impeller berfungsi untuk memberikan kerja pada fluida, sehingga meningkatkan kandungan energinya. Bentuk penampang impeller pompa dapat dilihat pada gambar berikut. Diameter hub $D_h = 43,89$ mm. Diameter mata impeller $D_o = 65$ mm diperoleh dari kapasitas pompa (0,0151 m³/dtk) dengan kecepatan masuk air 52,22 m/dtk.

Impeler Masuk.

Impeller masuk (D1) memiliki diameter 65 mm, yang biasanya sama dengan diameter mata impeller (D0) untuk mempertahankan aliran masuk linear dan menghindari turbulensi. Lebar impeler masuk 12 mm ditentukan berdasarkan kapasitas pompa $Q=0,00693$ m³/dtk, diameter masuk 0,065 m, kecepatan radial pada sudu 3,5 m/dtk, dan faktor kontraksi 0,80. Kecepatan tangensial pada saluran masuk (U1) adalah 10,00 m/dtk, dihitung berdasarkan kecepatan

pompa 2.940 rpm dan diameter impeller masuk (D_1) 65 mm.



Gambar 4. Dimensi impeller

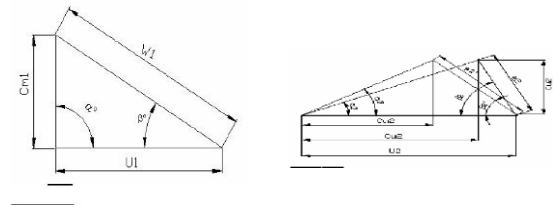
Sudut tangensial pada sisi masuk. Air yang masuk ke impeller selalu dianggap radial, sehingga sudut kecepatan masuk absolut $\alpha_1 = 90^\circ$. Lebih lanjut, sudut tangensial pada sisi masuk adalah $19,4^\circ$, dengan kecepatan radial pada sisi masuk $V_{r1} = 3,5$ m/s, dan kecepatan tangensial pada sisi masuk $U_1 = 10,00$ m/s. Hal ini menghasilkan kecepatan relatif pada sisi masuk sebesar $10,53$ m/s. Segitiga kecepatan pada sisi masuk. Pada sisi masuk impeller, segitiga kecepatan diperoleh dengan komponen kecepatan berikut: kecepatan radial $V_{r1} = 3,5$ m/s, kecepatan tangensial $U_1 = 10,00$ m/s, sehingga kecepatan relatif $W_1 = 10,53$ m/s.

Impeller Keluar.

Diameter impeller pada keluar adalah 193,81 mm, dengan koefisien head keseluruhan sebesar 1,15. Head pompa per tingkat adalah 34,32 meter, dan kecepatan putaran pompa adalah 2.940 rpm. Lebar impeller pada outlet adalah 4 mm, ditentukan berdasarkan kapasitas pompa $Q_p = 0,00693$ m³/s, diameter luar impeller $D_2 = 193,81$ mm, kecepatan radial pada outlet 3,15 m/s, dan faktor kontraksi 0,93. Selanjutnya, kecepatan tangensial pada outlet impeller (U_2) diperoleh sebesar 29,81 m/s. Selanjutnya, dengan kecepatan tangensial ini, kecepatan radial pada outlet V_{r2} sebesar 3,15 m/s dan sudut tangensial pada outlet 300, sudut tangensial pada outlet adalah $24,35$ m/s. Berdasarkan perhitungan sebelumnya, dimensi utama poros dan impeller adalah sebagai berikut: diameter poros 33 mm, diameter hub 43,89 mm, diameter mata impeller 65 mm, diameter masuk 65 mm, diameter luar impeller

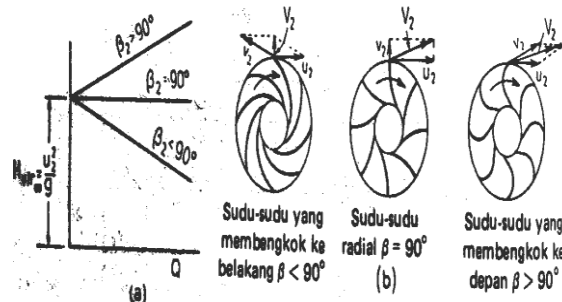
193,81 mm, lebar impeller di sisi masuk 12 mm, lebar impeller di sisi keluar 4 mm, sudut tangensial di sisi masuk $19,40$ derajat, dan sudut tangensial di sisi keluar 30 derajat.

Gambar 5. Segitiga kecepatan pada impeller masuk dan keluar



Desain Sudu.

Pemilihan bentuk sudu pada pompa sentrifugal sangat penting karena memengaruhi head yang dihasilkan. Sudu tidak boleh terlalu panjang untuk menjaga gesekan tetap rendah, dan perubahan luas penampang sudu harus bertahap untuk meminimalkan kerugian akibat turbulensi. Faktor utama dalam pemilihan sudu adalah sudut keluar, yang membagi sudu menjadi tiga jenis: sudu lengkung ke depan ($B_2 > 900$), sudu lengkung radial ($B_2 = 900$), dan sudu lengkung ke belakang ($B_2 < 900$).



Gambar 6. Kurva kapasitas tekanan nyata dan diagram kecepatan keluar untuk berbagai sudut bilah

Jumlah Sudu Impeller.

Impeller pompa memiliki 6 sudu, dengan parameter desain meliputi diameter masuk impeller $D_1 = 65$ mm, diameter keluar $D_2 = 193,81$ mm, sudut tangensial masuk $19,40^\circ$, dan sudut tangensial keluar 30° . Jarak antar sudu adalah 101,43 mm, dengan jarak sisi hisap (t_1) 34,01 mm dan jarak sisi tekanan (t_2) 193,81 mm. Ketebalan sudu masuk (S_1) adalah 1,99 mm, dengan ketebalan sudu normal (σ_1) adalah 6 mm dan sudut tangensial $19,40^\circ$. Sementara itu, ketebalan sudu pada sisi keluar (S_2) adalah 3 mm, sedangkan ketebalan sudu normal (σ_2) adalah 6 mm, dan sudut tangensial pada sisi masuk adalah 30° .

Tabel 1 Hasil perhitungan kelengkungan sudu impeller

Lingkaran	R (mm)	R_2 (mm) ²	β (°)	$\cos \beta$	$R \cos \beta$ (mm)	$R_b \cos \beta_b - R_a \cos \beta_a$	$R_b^2 - R_a^2$ (mm)	ρ
1	32,5	1056,25	19,4	0,9432	30,65			
						14,4	1305,71	45,33
A	48,6	2361,96	22,05	0,9268	45,04			
						13,7	1824,13	66,57
B	64,7	4186,09	24,7	0,9085	58,77			
						13	2342,55	90,09
C	80,8	6528,64	27,35	0,8882	71,76			
						12	2860,97	119,20
2	96,9	9389,61	30	0,8660	83,91			

Bentuk sudu impeller dapat diperoleh dengan mengalikan lingkaran konsentris sebagai panduan. Prosedur penggambaran dimulai dengan membuat lingkaran konsentris, kemudian menggambar garis radial dari pusat ke suatu titik pada lingkaran pertama. Dari titik ini, sebuah garis ditarik pada sudut dan panjang tertentu, yang menjadi pusat busur lingkaran berikutnya. Proses ini diulang untuk setiap segmen busur, secara bertahap membentuk sudu. Keakuratan gambar dapat diperiksa dengan memastikan bahwa sudut akhir pada busur terakhir sesuai dengan sudut desain, yaitu 30°.

Rumah Pompa.

Rumah pompa mengarahkan aliran air dari pipa hisap sekaligus mengubah energi kinetik menjadi energi potensial. Secara umum, rumah pompa dibagi menjadi dua jenis. Pertama, pompa volute, di mana aliran fluida diarahkan melalui rumah berbentuk kumparan atau volute sebelum disalurkan ke pipa pembuangan. Kedua, pompa diffuser, yang mirip dengan volute tetapi menggunakan beberapa sudu diffuser untuk mengarahkan aliran. Vane diffuser digunakan pada tingkat head tinggi dan umumnya diterapkan pada pompa multistage. Untuk pompa multistage tipe impeller, diffuser memungkinkan konversi energi kinetik menjadi energi potensial secara efisien dalam ruang yang relatif kecil. Untuk efisiensi optimal, jarak radial antara impeller dan ujung diffuser harus minimal, biasanya berkisar antara 1/3 hingga 1/8 inci, tergantung pada ukuran impeller, seperti yang disarankan oleh Shim dkk. [24] dan Hishida dkk. [25].

Desain Diffuser.

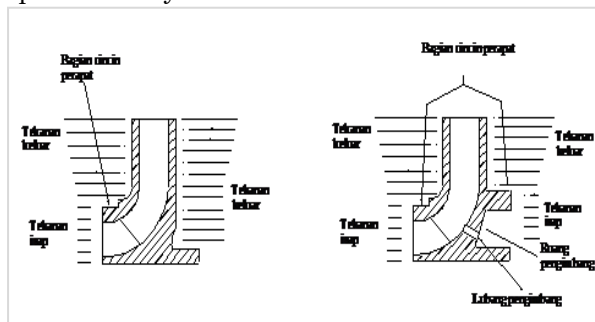
Desain diffuser pada sisi masuk menghasilkan diameter $D_3 = 198$ mm, dengan lebar impeller pada sisi keluar $b_2 = 3,95$ mm dan radius impeller $r_2 = 96,91$ mm. Sudut masuk diffuser adalah 14,30°, yang ditentukan dari sudut keluar absolut teoritis sebesar 9,40° dan faktor sirkulasi sebesar 0,75. Desain diffuser pada sisi keluaran menghasilkan diameter $D_4 = 316,8$ mm, dengan lebar diffuser pada sisi keluaran $b_4 = 8,91$ mm dan radius impeller $r_3 = 96,91$ mm. Sudut keluar diffuser adalah 10,3°, yang ditentukan dari sudut keluar absolut teoritis sebesar 6,37 mm dan lebar diffuser pada sisi keluaran sebesar 14,3° mm. Jumlah bilah pada diffuser harus lebih besar daripada jumlah bilah impeller, dengan kelebihan ini minimal satu. Oleh karena itu, dalam desain ini, jumlah bilah impeller adalah 6, dan jumlah bilah diffuser adalah 8. Jarak antar bilah diffuser pada sisi masukan adalah 77,71 mm, sedangkan pada sisi keluaran adalah 124,34 mm.

Ketebalan dinding rumah pompa (t) adalah 3,058 mm, dibulatkan menjadi 4 mm. Hal ini dihitung menggunakan faktor keamanan $x = 5,0x$, koefisien bentuk penampang melingkar $y = 1,6y$, dan diameter maksimum rumah pompa $D = 319,05$. Tekanan di dinding diffuser adalah 950, head pompa $H = 240,2$, densitas fluida berdasarkan $\rho = 961,9$ kg/m³, tegangan tarik yang diizinkan dari material adalah 50 kg/mm², dan toleransi akurasi penampang adalah $S = 3$ mm. Hasil ini memastikan kekuatan dan keamanan rumah pompa dalam kondisi operasi yang direncanakan.

Analisis Gaya Aksial.

Saat pompa beroperasi, fluida yang masuk ke pipa hisap menghasilkan gaya

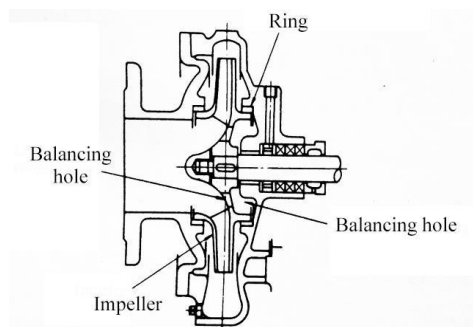
aksial yang berlawanan. Komponen gaya terkecil berasal dari perubahan momentum fluida saat memasuki impeler; gaya ini cenderung mendorong impeler menjauh dari sisi hisap. Sementara itu, komponen gaya aksial lainnya cenderung menarik impeler ke arah sisi hisap. Resultan kedua gaya ini menentukan gaya dorong aksial total pada impeler. Gaya aksial pada pompa dihasilkan dari perbedaan tekanan antara bagian depan dan belakang impeler. Hasil perhitungan menunjukkan bahwa gaya aksial total adalah 50,8200 kg. Nilai tersebut berdasarkan beberapa parameter antara lain F_a sebesar 52,31496 kg, diameter luar impeller (D_o) 65 m, diameter hub (D_h) 43,89 m, kecepatan tangensial pada sisi masuk (U_1) 10,00 m/s, kecepatan tangensial pada sisi keluar (U_2) 29,81 m/s, massa jenis air pada suhu 95°C (γ) 961,9 kg/m³, percepatan gravitasi (g) 9,81 m/s², beda tekanan ($P_t - P_o$) 28.987,93753 kg/m², kapasitas pompa (Q) 0,00693 m³/s, kecepatan aliran air pada sisi masuk impeller (V_o) 2,2 m/s, dan F_m sebesar 1,4949 kg. Dengan kondisi ini, dapat disimpulkan bahwa agar pompa dapat bekerja lebih efisien dan ekonomis, diperlukan upaya untuk mengurangi gaya aksial. Pengendalian gaya aksial yang berlebihan akan meningkatkan keandalan pompa sekaligus memperpanjang umur operasionalnya.



Gambar 7. Gaya aksial pada impeller

Pada pompa dengan impeler hisap tunggal, gaya aksial cenderung mendorong impeler ke arah sisi hisap, sehingga diperlukan upaya untuk menguranginya. Beberapa metode yang digunakan antara lain: piston penyeimbang, yang memanfaatkan tekanan yang berlawanan antara impeler pertama dan terakhir; cakram penyeimbang, yang menyeimbangkan gaya melalui perbedaan tekanan di kedua sisi; dan pengaturan seimbang, yang mengatur impeler dalam

dua kelompok sehingga gaya aksial saling meniadakan. Selain itu, terdapat pula lubang penyeimbang, yaitu impeler yang menggunakan cincin penyegel pada dinding belakangnya untuk membentuk ruang penyeimbang. Ruang ini terhubung ke sisi hisap melalui lubang penyeimbang sehingga hampir tidak ada perbedaan tekanan antara sisi hisap dan sisi tekanan, sehingga gaya aksial dapat dikurangi secara elastis. Gaya aksial yang tersisa ditopang secara memadai oleh bantalan aksial kecil. Namun, bantalan aksial selalu dibutuhkan untuk menahan sebagian atau seluruh gaya aksial yang timbul. Bantalan berfungsi untuk menopang poros agar dapat berputar dengan baik dan aman, serta meminimalkan gesekan sehingga efisiensi mekanis pompa lebih baik, baik dari segi teknis maupun ekonomis. Penelitian telah menunjukkan bahwa desain lubang keseimbangan dan cincin penyegel belakang secara signifikan memengaruhi distribusi gaya dorong aksial dan kinerja pompa [26,27,28].



Gambar 8. Lubang pengimbang
Perhitungan Bearing dan Pasak.

Untuk merancang bearing, perlu ditentukan beban yang akan ditopang—dalam hal ini, fokusnya adalah pada gaya radial. Gaya radial dihitung dari reaksi bearing terhadap gaya vertikal pada poros yang dihasilkan oleh massa yang terpasang, yaitu berat poros, impeller, cakram, dan bushing. Setelah gaya-gaya ini dihitung dan dijumlahkan untuk membentuk gaya reaksi pada titik tumpu, nilai beban radial digunakan untuk menentukan beban ekuivalen (dinamis/statis) dan memilih jenis serta ukuran bearing yang sesuai berdasarkan masa pakai, kecepatan putar, dan faktor keamanan.

Perhitungan Poros.

Poros adalah elemen mesin yang berfungsi untuk mengikat komponen pada poros agar dapat berputar bersama. Torsi yang dihasilkan ditransmisikan dari poros ke pasak, atau sebaliknya, dan seterusnya ke bagian lain. Dalam desain pompa ini, pasak countersunk digunakan untuk menghubungkan impeller ke poros utama sehingga daya putar motor penggerak dapat ditransmisikan secara efektif. Ukuran poros ditentukan berdasarkan diameter poros yang digunakan, kemudian kekuatannya diperiksa terhadap beban yang harus ditopangnya. Normalisasi ukuran poros diperoleh dari tabel standar yang tercantum dalam lampiran. Berdasarkan desain dengan diameter poros 30 mm, ukuran pasak yang sesuai menurut tabel normalisasi adalah lebar 10 mm, tinggi 8 mm, panjang 80 mm, tebal bantalan 5,0 mm, dan tebal ujung 3,3 mm. Dengan dimensi tersebut, poros kemudian diuji

kekuatan geser dan tekanan permukaannya untuk memastikan keamanan dan keandalannya dalam menopang beban kerja. Tegangan geser (σ_a) < tegangan geser izin (σ_k) atau $0,822 \text{ kg/mm}^2 < 3,1609 \text{ kg/mm}^2$, sehingga konstruksinya cukup aman. Rotasi Kritis. Rotasi kritis adalah rotasi yang terjadi ketika poros yang berputar mengalami getaran terbesar. Rotasi ini harus dihindari untuk mencegah kejadian yang tidak diinginkan, termasuk kerusakan dan patahnya poros. Besarnya rotasi kritis bergantung pada defleksi yang disebabkan oleh gaya yang bekerja pada poros selama rotasi. Defleksi poros Y adalah 113,15 cm, dan putaran kritisnya adalah 6684,55 rpm. Karena kecepatan putar pompa lebih rendah dari kecepatan putar kritis, pompa dapat beroperasi dengan aman terhadap getaran yang menyebabkan kerusakan akibat putaran.

Tabel 2. Putaran kritis

W (kg)	A (cm)	B (cm)	(a.b) ²	W . (a.b) ²
0,456	10,5	45,1	224249,6	102257,81
0,095	55	39,7	4767672,2	452928,85
0,465	67	34,3	5281263,6	2455787,57
18,97	13,1	28,9	143330,3	2718975,79
01,782	19,5	23,5	209993,0	164214,52
0,365	26,9	18,1	237061,8	86527,55
0,251	32,3	12,7	168272,2	42236,32
0,117	38,7	75	8424506,25	985667,22
Jumlah			$\Sigma W (a.b)^2$	7008595,6

Kavitasi dan Pencegahannya.

Kavitasi adalah fenomena penguapan cairan akibat penurunan tekanan di bawah tekanan uap jenuh, yang mengakibatkan terbentuknya gelembung uap dalam aliran, seperti pada pompa atau pipa di area bertekanan rendah dan berkecepatan tinggi. Pada pompa, kavitasi biasanya terjadi ketika pipa hisap terlalu rendah, ditandai dengan kebisingan, getaran, dan penurunan kinerja pompa secara tiba-tiba. Studi [29, 30] menunjukkan bahwa kavitasi yang berkepanjangan dapat menyebabkan erosi dinding saluran akibat pecahnya gelembung uap secara berulang. Untuk mencegah kavitasi pada instalasi pompa, beberapa faktor harus dipertimbangkan. Pertama, ketinggian pompa relatif terhadap permukaan fluida yang dihisap harus dijaga serendah mungkin untuk meminimalkan

tekanan hisap statis. Kedua, pipa hisap harus dijaga sependek mungkin. Jika pipa hisap yang panjang harus digunakan, sebaiknya gunakan pipa dengan diameter satu angka lebih besar dari pipa tekan untuk mengurangi gesekan. Ketiga, aliran pada sisi hisap tidak boleh terhambat untuk mencegah penurunan laju aliran. Keempat, jika pompa memiliki head yang berlebihan, kapasitas alirannya juga akan berlebihan, sehingga meningkatkan potensi kavitasi. Oleh karena itu, head pompa total harus ditentukan sesuai dengan kebutuhan operasional aktual. Kelima, laju aliran masuk harus dijaga agar relatif rendah. Terakhir, untuk mencegah tekanan uap masuk ke dalam pipa dan pompa, pompa air umpan boiler harus ditempatkan di atas pompa utama, karena tekanan uap dapat

menyebabkan kavitasi baik pada pipa maupun pompa.

Dalam kasus ini, pompa menyedot fluida dari area terbuka pada tekanan atmosfer di permukaan cairan. NPSH yang tersedia (H_{sa}) adalah 10,639 m. Sementara itu, NPSH yang dibutuhkan (H_{sv}) adalah 1,8344 m. Perhitungan menunjukkan bahwa NPSH yang tersedia lebih besar dari NPSH yang dibutuhkan, yaitu $10,639 \text{ m} > 1,8344 \text{ m}$. Sesuai dengan studi [29,31], pompa tidak akan mengalami kavitasi.

Kontrol Operasi dan Perawatan Pompa

Kontrol operasi dan perawatan pompa sangat penting untuk menjaga kontinuitas dan keandalan sistem. Pemantauan kondisi pompa setiap hari sangat penting untuk segera mengatasi kerusakan. Perawatan dilakukan sesuai jadwal inspeksi tertentu, mulai dari harian, bulanan, triwulanan, enam bulanan, hingga lima tahunan. Inspeksi harian meliputi pemeriksaan suhu rumah bantalan, tekanan hisap dan buang, kebocoran pada kotak paking, arus listrik, dan level oli pelumas. Inspeksi bulanan mengukur resistansi isolasi motor penggerak, sementara inspeksi tiga bulanan berfokus pada penggantian oli pelumas dan gemuk. Untuk periode yang lebih lama, inspeksi enam bulanan meliputi pemeriksaan packing tekanan, lubang poros, dan kondisi kopling antara poros pompa dan motor. Inspeksi lima tahunan meliputi evaluasi keausan pada komponen yang berputar, korosi rumah pompa, dan penyesuaian ulang poros setelah pembongkaran atau perakitan. Meskipun jadwal inspeksi dapat bervariasi tergantung pada jenis fluida yang dipompa, inspeksi komprehensif atau perbaikan menyeluruh pertama direkomendasikan setelah satu tahun pengoperasian. Selanjutnya, jadwal perawatan berkala dapat ditentukan berdasarkan hasil inspeksi komprehensif ini untuk menjaga efisiensi dan umur pompa.

Penyediaan Suku Cadang.
Ketersediaan suku cadang untuk perawatan pompa sangat bergantung pada jenis pompa, fluida, kondisi, dan kepentingan operasionalnya. Umumnya, suku cadang yang harus tersedia meliputi suku cadang yang diganti saat overhaul, seperti packing tekanan, packing bola karet, gasket, dan oli pelumas; suku cadang yang diganti jika terjadi kebocoran, seperti mechanical seal dan gasket; dan suku cadang yang aus, seperti casing poros, cincin penyegel,

bushing, cakram keseimbangan,udukan, impeller, dan pin. Selain itu, suku cadang harus tersedia untuk mengatasi kerusakan yang ditandai dengan kebisingan atau getaran abnormal, seperti yang disebabkan oleh bantalan bola, bantalan rol, bushing, dan kopling flensa. Sebagaimana disebutkan dalam [32, 33], dengan pasokan suku cadang yang memadai, perawatan dan perbaikan pompa dapat dilakukan lebih cepat dan efisien.

Perawatan Pompa Cadangan. Saat merencanakan pompa, minimal diperlukan dua unit: satu pompa operasional dan satu pompa cadangan. Pompa cadangan harus selalu siap beroperasi dan harus dioperasikan secara berkala, minimal seminggu atau sebulan sekali, untuk mencegah korosi dan memastikan pengoperasian yang baik sebagaimana diusulkan oleh [34]. Inspeksi ini juga berlaku untuk pompa darurat, seperti pompa kebakaran. Jika sistem otomatis digunakan, pompa cadangan harus beroperasi secara bergantian dengan pompa utama.

KESIMPULAN

Desain pompa umpan air boiler untuk pengolahan minyak sawit berperan penting dalam memastikan kontinuitas, stabilitas, dan efisiensi pembangkitan uap. Karena uap tetap menjadi sumber energi utama di pabrik kelapa sawit, kemampuan pompa umpan boiler untuk mengalirkan air pada kapasitas dan tekanan yang dibutuhkan secara langsung memengaruhi produktivitas pabrik secara keseluruhan. Studi ini menyoroti pentingnya perhitungan teknis yang cermat, termasuk head pompa, laju aliran, kekuatan poros, desain impeller, dan kontrol gaya aksial, untuk memenuhi kebutuhan industri sekaligus menghindari masalah seperti kavitasi dan keausan berlebih. Dengan menggunakan desain pompa sentrifugal multistage dengan spesifikasi yang presisi, sistem ini mencapai head dan efisiensi tinggi yang diperlukan, memastikan produksi uap tetap lancar untuk mendukung proses-proses utama seperti sterilisasi, pengeringan, dan ekstraksi minyak. Lebih lanjut, analisis ini menunjukkan bagaimana integrasi prinsip-prinsip teoritis dengan kondisi lapangan praktis menghasilkan desain pompa yang andal dan memenuhi persyaratan operasional. Pertimbangan seperti pemilihan diameter pipa yang tepat, daya

motor, sistem pelumasan, dan mekanisme penyeimbang berkontribusi signifikan terhadap kinerja dan daya tahan pompa secara keseluruhan. Desain ini juga mempertimbangkan keselamatan operasional dengan menyertakan unit pompa cadangan, jadwal perawatan, dan langkah-langkah pencegahan kavitasi, yang semuanya memperpanjang masa pakai pompa dan meminimalkan waktu henti. Pilihan teknis ini tidak hanya menjaga integritas mekanis pompa tetapi juga mengurangi konsumsi energi dan biaya operasional, yang merupakan faktor penting dalam industri kelapa sawit yang kompetitif. Sebagai kesimpulan, penelitian ini menekankan bahwa desain pompa umpan air boiler bukan sekadar perhitungan mekanis atau hidraulik, melainkan strategi rekayasa komprehensif yang mendukung keberlanjutan industri. Dengan menggabungkan efisiensi, keandalan, dan kemudahan perawatan, desain yang diusulkan memastikan bahwa PT. Eastern Sumatera Indonesia Bukit Maraja dapat mengoptimalkan kapasitas produksinya sekaligus mengurangi risiko operasional jangka panjang. Lebih lanjut, studi ini menggarisbawahi pentingnya desain pompa yang tepat sebagai strategi bisnis, meningkatkan efisiensi energi, meminimalkan kerugian, dan memastikan daya saing di sektor kelapa sawit. Pada akhirnya, sistem pompa umpan yang dirancang dengan baik menjadi landasan untuk mempertahankan operasi yang berkelanjutan, mengurangi biaya, dan mendukung pertumbuhan industri pengolahan kelapa sawit yang berkelanjutan.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Kodoatie, Robert j dan syarief , Roestam .2010. "Tata Ruang Air" Yogyakarta : penerbit Andi.
- [2] Palm Oil Extraction FAQ. Application of steam boiler in palm oil mill [Internet]. Palm Oil Extraction Machine; 2019 May 8. Available from: <https://palmoil extractionmachine.com>
- [3] Sularso HT, Tahara H. Pompa & Kompresor: pemilihan, pemakaian, dan pemeliharaan. Jakarta: Pradnya Paramita; 2000.
- [4] Liew WL, Kassim MA, Chai SP, Wu TY. Recent developments in biomass-derived catalysts for biodiesel production. *Environ. Technol.* 2015;36(2):191–213.
- [5] QIE Group. Application of steam boiler in palm oil mill [Internet]. Henan: QIE Group; 2019 [cited 2025 Aug 26]. Available from: <https://www.palmoil extractionmachine.com/FAQ/steam boiler in palm oil mill 766.html>
- [6] Panjaitan JA. Perancangan pompa untuk pengisian air ketel pada pabrik kelapa sawit (PKS) dengan kapasitas 30 ton TBS/jam [Internet]. Universitas HKBP Nommensen; 2018. Available from: <https://repository.uhn.ac.id/handle/123456789/3481>
- [7] Sinaga AEEU. Perencanaan pompa sentrifugal untuk pengisian air boiler pada pabrik kelapa sawit. *J Teknol Mesin UDA*. 2022;4(1):1–10. Available from: <https://journal.utnd.ac.id/index.php/jot/article/download/670/343>
- [8] Marbun A. Boiler feed pump [Internet]. Scribd; 2013. Available from: <https://www.scribd.com/doc/230701303/Boiler-Feed-Pump>
- [9] Panjaitan JA. Perancangan pompa untuk pengisian air ketel pada pabrik kelapa sawit (PKS) dengan kapasitas 30 ton TBS/jam. Universitas HKBP Nommensen; 2019.
- [10] Sularso S. Pompa sentrifugal: Prinsip dan aplikasi. Yogyakarta: Andi Offset; 2004.
- [11] White FM. Fluid mechanics. 7th ed. New York: McGraw-Hill Education; 2011.
- [12] Streeter VL, Wylie EB, Bedford KW. Fluid mechanics. 9th ed. New York: McGraw-Hill; 1998.
- [13] Rostami A, Khalili S, Ramezani H. Fluid machinery: Principles and applications. Springer; 2021.
- [14] Stepanoff AJ. Centrifugal and axial flow pumps: Theory, design, and application. New York: John Wiley & Sons; 1957.
- [15] Karassik IJ, Messina JP, Cooper P, Heald CC, editors. Pump Handbook. 3rd ed. New York: McGraw-Hill; 2001
- [16] US Department of Energy. Pumps (DOE Handbook) [Internet]. A thorough technical overview, including impeller flow classifications and multistage pump design; includes radial, axial, mixed-flow, and multistage

- concepts. [cited 2025 Aug 26]. Available from: <https://engineeringlibrary.org/reference/pumps-doe-handbook>
- [17] Savva AP. Irrigation Pumping Plant. Food and Agriculture Organization of the United Nations; 1997. Available from: <https://openknowledge.fao.org/server/api/core/bitstreams/2744aa48-7221-421c-859f-ecf6237ee36b/content>
- [18] Salmon M. Evaluasi Kinerja Pompa Sentrifugal NO. 3 Pada RPKS II Di PPSDM Migas Cepu. Jurnal Mekanikal. 2024;6(1):1–10. Available from: <https://ejournal-polnam.ac.id/index.php/JME/article/view/2723>
- [19] Spirax Sarco. Automatic Level Control Systems. Available from: https://www.spiraxsarco.com/learn-about-steam/the-boiler-house/automatic-level-control-systems?sc_lang=en-GB
- [20] Hutabarat R. Perancangan pompa untuk pengisian air ketel pada pabrik kelapa sawit. UHN Repository; 2022. Available from: <https://repository.uhn.ac.id/handle/123456789/7199>
- [21] DevSaar. Multistage centrifugal pumps: FPE-M 32-5 specifications and applications [Internet]. Devsaan.co.id; 2021. Available from: <https://devsaan.co.id>
- [22] DESMI. Boiler feed pumps: Principles and operation [Internet]. DESMI.com; 2021. Available from: <https://desmi.com>
- [23] Speck Pumpen Walter Speck GmbH & Co. KG. ES series horizontal multistage modular pumps. Available from: <https://www.speck.de/en/products/boiler-feed-pumps/es-series>
- [24] Shim HS, Choi JS, Kim JH. Influence of impeller–diffuser side-gap flow with a simplified leakage model on the performance and internal flow of a centrifugal pump. Energies. 2025;18(5):1278. Available from: <https://www.mdpi.com/1996-1073/18/5/1278>
- [25] Hishida M, Nakayama K, et al. Influence of impeller tip clearance on centrifugal pump performance. NASA Technical Report. 1968;
- [26] Dong L, Liu Y, Li Z. Effect of balance hole diameter on the flow characteristics and axial thrust in centrifugal pumps. Processes. 2022;10(3):613. Available from: <https://www.mdpi.com/2227-9717/10/3/613>
- [27] Zhu X. Optimization of axial thrust in vaned centrifugal pumps using balance holes and plates. Journal of Mechanical Science and Technology. 2020;34(7):2801–2811. Available from: <https://www.mdpi.com/2227-9717/10/3/613>
- [28] Szlaga W. Analysis of hydraulic axial forces in centrifugal pumps with rear pump-out vanes. E3S Web of Conferences. 2019;63:01028. Available from: <https://www.mdpi.com/2227-9717/10/3/613>
- [29] Al-Obaidi KH, Ahmed HM, Jaber HK. Experimental and numerical investigation of cavitation effects on centrifugal pump performance. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2024;42:102991. Available from: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2307187724002815>
- [30] Xu J, Li J, Zhang Y. Cavitation behavior in high-speed centrifugal pumps under low flow conditions. *Journal of Marine Science and Engineering*. 2021;9(11):1240. Available from: <https://www.mdpi.com/2077-1312/9/11/1240>
- [31] Yuan Y, Li H, Wang Y, et al. Prediction and prevention of cavitation in single-phase flows based on pressure isosurfaces. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2025;145:113641. Available from: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0029549325004017>
- [32] Van der Auweraer H. Critical spare parts inventory management for preventive maintenance. Reliability Engineering
- [33] Sharif SM, Shafiee M, Zolfaghari S. A risk-based technique for optimizing spare parts inventory in plant maintenance. *Procedia CIP*. 2018;72:1150–1155. Available from: https://www.researchgate.net/publication/334500571_A_Risk-Based_Technique_Based_On_Spare_Parts_Quantity_and_Cost_for_Optimizing_Inventory_Level_In_Plant_Maintenance
- [34] Soltani R. Joint optimization of multi-location spare parts supply chain and condition-based maintenance. arXiv preprint. 2018;arXiv:1810.06315. Available from: <https://arxiv.org/abs/1810.06315>