ANALISIS PENGARUH DIAMETER *BALANCING HOLES* TERHADAP *AXIAL THRUST* DAN PERFORMA HIDROLIK PADA POMPA SENTRIFUGAL

Dzaki Nur Dwi Purwanto[1], Susilo Handoko, S.T., M.T.[1] , Ralf Haikal Agfannito[1]*
[1]Teknik Mesin Kilang, Politeknik Energi dan Mineral Akamigas, Jl. Gajah Mada No.38, Blora, 58315
E-mail: ralfpelamonia27@gmail.com

ABSTRAK

Penelitian ini menganalisis pengaruh variasi diameter *balancing holes* terhadap *axial thrust* dan performa hidrolik pompa sentrifugal *single stage single suction* menggunakan *Computational Fluid Dynamics* (CFD) dengan ANSYS Fluent. Pompa yang dimodelkan memiliki *closed impeller* berdiamter 250 mm, diameter inlet 62 mm, diameter outlet 230 mm, 5 sudu, dan 5 *balancing holes* dengan variasi diameter 0 (tanpa lubang), 3,5, dan 7 mm, pada putaran 1800 rpm dan laju aliran massa 13,8 kg/s. Domain fluida didiskritisasai dengan *mesh tetrahedral* sekitar 2,03 juta elemen, dan aliran diselesaikan secara *steady* dengan model turbulensi k-ω SST. Hasil menunjukkan bahwa diameter 3 mm menggunakan head dan efisiensi tertinggi , masing-masing sebesar 37,53 mm dan 15,83%, sedangkan diameter 7 mm menghasilkan *axial thrust* terendah sebesar 7703,04 N, atau turun 7,41% dibandingkan kondisi tanpa *balancing holes* (8319,90 N). Berdasarkan kompromi antara reduksi *axial thrust* dan performa hidrolik, diameter 5 mm menunjukkan kondisi yang paling seimbang pada kondisi simulasi. Hasil ini menggambarkan tren komparatif antarvariasi diameter dan memerlukan validasi eksperimental untuk prediksi nilai absolut.

Kata kunci: balancing holes, axial thrust, pompa sentrifugal, ANSYS Fluent.

1. PENDAHULUAN

Gaya aksial atau beban aksial pada pompa sentrifugal didefinisikan sebagai total gaya resultan dari seluruh gaya aksial yang bekerja pada rotor pompa, yang terjadi akibat adanya perbedaan tekanan statis antara bagian depan dan belakang impeller serta gaya hidrostatik pada arah hisapan [1]. Fenomena ini merupakan salah satu gaya hidrolika paling signifikan yang harus dikelola untuk mencegah kerusakan pada poros dan bantalan [1]. Komponen gaya aksial pada pompa sentrifugal satu tahap terdiri dari gaya impeller aksial (selisih gaya pada shroud sisi tekan dan hisap), gaya momentum dari perubahan kecepatan fluida, gaya tekanan statis pada penampang poros, serta gaya berat rotor [1]. Pengoptimalan desain pompa, termasuk pengelolaan gaya aksial, berkaitan erat dengan efisiensi energi global mengingat pompa mengonsumsi hampir dari total energi motor listrik di dunia [2].

Pehlivan dan Parlak menginvestigasi enam parameter yang mempengaruhi beban aksial pada pompa sentrifugal end suction, termasuk jarak celah belakang impeller, panjang wear ring eksternal, dan diameter balancing holes. Hasil analisis numerik yang diverifikasi secara eksperimental menunjukkan bahwa modifikasi desain menggunakan balancing holes dan wear ring mampu mereduksi gaya aksial hingga 60% meskipun terjadi penurunan efisiensi pompa sekitar 5%. Ditemukan pula bahwa diameter balancing holes yang lebih besar secara signifikan menurunkan beban aksial, namun pemilihan diameter harus optimal untuk menjaga efisiensi [2]. Balancing holes banyak digunakan karena fungsinya jelas dan strukturnya sederhana, dengan penurunan efisiensi yang umumnya sekitar 2–5% dan masih dapat diterima dalam praktik [1]. Studi numerik terbaru menunjukkan bahwa diameter *balancing hole* merupakan parameter yang paling dominan terhadap penurunan *axial thrust* dibandingkan

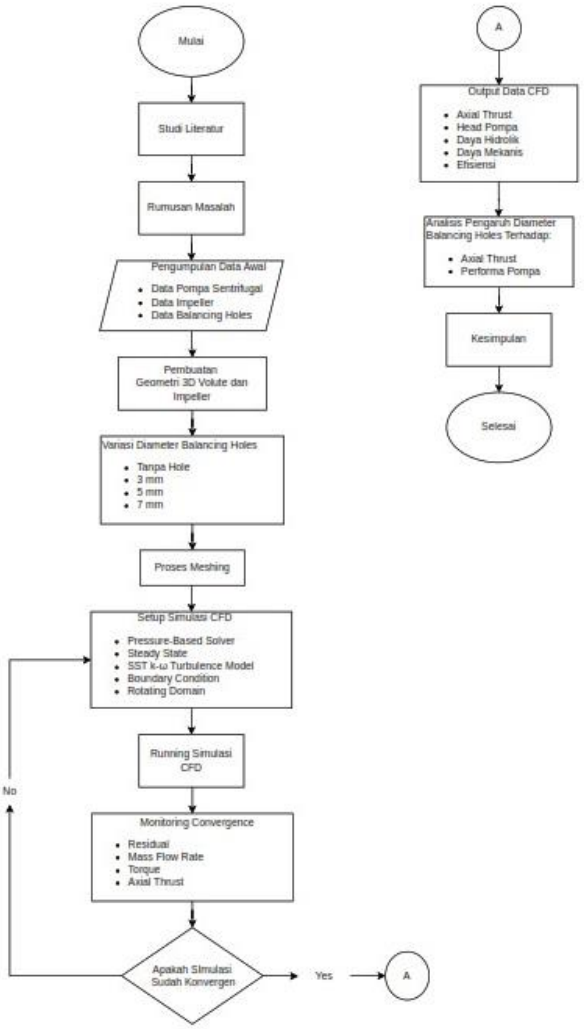
panjang lubang, dengan penurunan gaya aksial dari 703,45 N menjadi 125,57 N ketika diameter dinaikkan dari 0 hingga 8 mm, dan laju penurunannya melambat setelah diameter tertentu [1]. Aliran di dalam ruang penyeimbang (balance chamber) merupakan gabungan kebocoran radial melalui celah sealing ring belakang dan kebocoran aksial melalui balance hole, dan pada diameter di bawah nilai desain laju kebocoran meningkat sebanding dengan diameter lubang [4]. Studi numerik dan eksperimental pada pompa deep-well menunjukkan bahwa gaya aksial hasil simulasi berada dalam selisih sekitar 3,8% dari hasil pengukuran [5].

Hasil penelitian menunjukkan bahwa penggunaan balancing holes bersama dengan wear ring memberikan hasil yang sangat efektif, di mana gaya aksial berhasil dikurangi hingga 60%. Meskipun terdapat konsekuensi berupa penurunan efisiensi pompa,kerugian tersebut dianggap dapat diabaikan jika dibandingkan dengan peningkatan umur pakai komponen mekanis seperti poros dan bantalan [2]. Sebuah studi melakukan analisis CFD mendalam mengenai desain lubang penyeimbang untuk pompa sentrifugal penggerak magnet (magnetic drive). Mereka membandingkan dua tipe desain: Tipe A, di mana lubang dibor langsung pada impeller yang berputar, dan Tipe B, di mana lubang ditempatkan pada poros dalam yang statis. Penelitian ini menyimpulkan bahwa Tipe B lebih menguntungkan untuk struktur pompa kedap udara karena mampu menjaga efisiensi tetap tinggi dan memastikan laju aliran pendingin internal yang sepuluh kali lebih besar untuk membuang panas dari komponen magnetik, dibandingkan Tipe A yang mengalami kehilangan energi lebih besar akibat gaya sentrifugal pada aliran di dalam lubang [6]. Hasil simulasi menunjukkan bahwa seiring dengan bertambahnya diameter lubang, angka kavitasi pada pompa tersebut menjadi lebih kecil, yang mengindikasikan peningkatan ketahanan terhadap kavitasi. Namun, ditemukan fenomena penting bahwa diameter lubang tidak hanya memengaruhi nilai absolut gaya aksial, tetapi juga dapat mengubah arah gaya aksial yang bekerja pada rotor ketika terjadi kondisi kavitasi parah yang menyumbat aliran balik di dalam lubang penyeimbang [7]. Optimasi desain dengan metode Taguchi juga menunjukkan bahwa diameter lubang merupakan parameter yang paling berpengaruh terhadap gaya aksial dibandingkan parameter
lubang lainnya [8].Balancing holes umumnya berupa lubang kecil yang dibor melalui sisi belakang (penutup belakang) impeller pada pompa sentrifugal. Dengan tujuan memungkinkan aliran balik yang terkendali dari sisi belakang ke sisi hisap, balancing holes membantu menyamakan tekanan di seluruh impeller, sehingga secara signifikan mengurangi beban aksial [9]. Gaya aksial pada pompa sentrifugal terutama berasal dari perbedaan tekanan aksial pada front shroud dan rear shroud impeller, dan besarnya dipengaruhi oleh aliran bocor di ruang pompa [1]. Penyeimbangan gaya aksial dapat dicapai dengan beberapa cara, salah satunya kombinasi wear ring dan balancing holes [2]. Penyeimbangan tekanan dalam pompa dipengaruhi secara sederhana melalui apa yang disebut balancing holes. Cara ini lebih sederhana dan lebih murah dibandingkan cara lain untuk menyeimbangkan gaya dorong aksial [1]. Penambahan dan pembesaran balancing holes menurunkan tekanan pada rear chamber; pada salah satu studi, tekanan rear chamber turun dari 221,32 kPa menjadi 210,61 kPa ketika diameter lubang dinaikkan dari 0 menjadi 8 mm [1]. CFD adalah cabang mekanika fluida yang menggunakan teknik numerik canggih untuk menganalisis dan memprediksi perilaku aliran fluida dalam masalah-masalah teknik yang kompleks. Meshing pada adalah proses penting yang memisahkan domain fluid dari geometri yang kompleks. Proses ini melibatkan pembagian domain fluid menjadi sejumlah kecil bagian yang disebut celah atau elemen, yang kemudian digunakan untuk menghitung sifat-sifat seperti kecepatan, tekanan, dan suhu secara lokal. Kualitas, ukuran, dan jenis mesh yang digunakan mempengaruhi akurasi dan kecepatan simulasi. Dalam CFD, Boundary Condition juga menjadi bagian penting, Boundary Condition adalah kondisi yang sangat penting untuk menyelesaikan persamaan pengatur secara akurat.

Selain balancing holes, axial thrust juga sangat sensitif terhadap celah wear ring belakang; pada salah satu studi, perubahan celah dari 0,15 mm menjadi 0,45 mm membalik arah gaya aksial dari +45,6 N menjadi −88,1 N [10].Sebagian besar penelitian tersebut dilakukan pada pompa dengan wear ring dan balance chamber yang dirancang khusus. Oleh karena itu, penelitian ini menganalisis pengaruh diameter balancing holes terhadap axial thrust dan performa hidrolik pada pompa sentrifugal single stage single suction berbasis CFD, dengan fokus pada tren perubahan antarvariasi diameter.

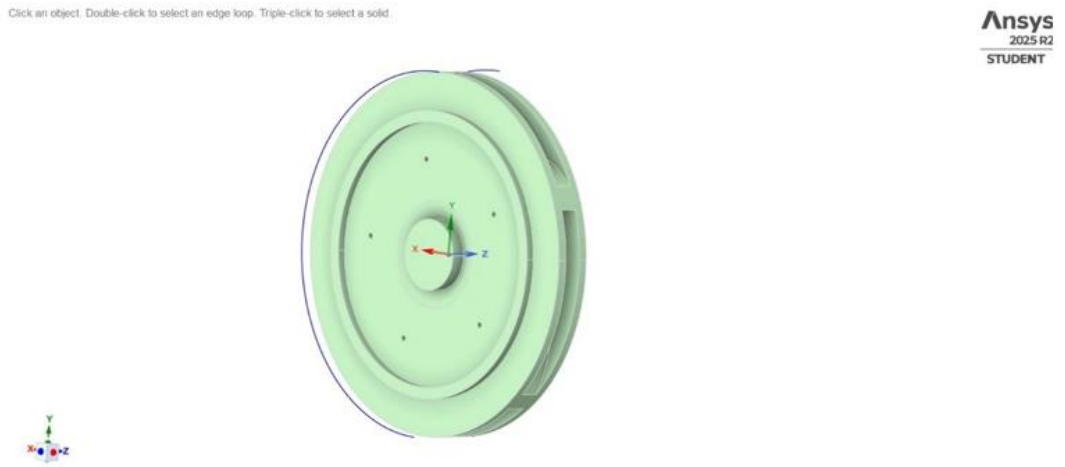
2. METODE

Penelitian ini menggunakan metode kuantitatif dengan pendekatan simulasi numerik berbasis *Computational Fluid Dynamics* (CFD) untuk menganalisis pengaruh variasi diameter *balancing holes* terhadap penurunan *axial thrust* dan performa hidrolik pada pompa sentrifugal *single stage single suction*. Tahapan penelitian yang dilakukan dalam proyek kerja wajib ini disusun dalam bentuk diagram alir (flow chart) untuk memberikan gambaran sistematis mengenai proses penelitian. Diagram alir tersebut mencakup tahapan mulai dari studi literatur, pengumpulan data awal, pembuatan model geometri, simulasi CFD, hingga analisis hasil yang digunakan untuk mengevaluasi pengaruh variasi diameter balancing holes terhadap axial thrust dan performa pompa sentrifugal. Diagram alir penelitian ditunjukkan gambar 1



Gambar 1 Flow Chart

Pemodelan geometri impeller pompa seperti pada Gambar 2 dilakukan menggunakan perangkat lunak SolidWorks berdasarkan spesifikasi pompa sentrifugal tipe *single stage single suction* dengan *closed impeller* berdiameter 250 mm dan lima buah *balancing holes*. Variasi diameter *balancing holes* yang digunakan terdiri atas 0 mm (tanpa *balancing holes*), 3 mm, 5 mm, dan 7 mm.



Gambar 2 Desain Balancing Hole pada impeller

Model geometri kemudian diimpor ke ANSYS Workbench untuk proses *meshing* dan simulasi menggunakan ANSYS Fluent. Domain fluida terdiri dari *rotating domain* (*impeller*) dan *stationary domain* (*volute, inlet,* dan *outlet*). *Meshing* dilakukan dengan elemen *tetrahedral* tidak terstruktur dengan ukuran elemen global 4 mm dan *refinement* pada daerah *impeller* dan *balancing holes,* sehingga dihasilkan sekitar 2.033.920 elemen dan 382.319 *node.* Rincian *mesh* ditunjukkan pada Tabel 1. Pengaturan *mesh* yang sama digunakan pada keempat variasi diameter sehingga perbedaan hasil antar variasi terutama disebabkan oleh perubahan geometri *balancing holes.*

Tabel 1. Rincian mesh

Parameter	Nilai
Tipe *mesh*	*Tetrahedral* (tidak terstruktur)
Ukuran elemen global	3 mm (0,003 mm)
Rifinement lokal	*Impeller* dan *balancing holes*
Jumlah elemen	± 2.033.920
Jumlah *node*	± 382.319

Simulasi menggunakan fluida kerja air dengan kondisi aliran *steady state. Impeller* berputar pada 1800 rpm, dengan *boundary condition pressure inlet* pada sisi masuk dan *mass flow outlet* sebesar 13,8 kg/s pada sisi keluar. Model turbulensi yang dugunakan adalah k-ω SST. Model ini telah digunakan pada simulasi pompa sentrifugal dengan ANSYS Fluent yang divalidasi terhadap data eksperimen [11] dan data pabrikan [12].Iterasi dijalankan sebanyak 1000 iterasi dengan pemantauan residual serta nilai *axial thrust,* torsi, tekanan, dan laju aliran massa di *inlet* dan *outlet*

Data penelitian diperoleh dari hasil simulasi ANSYS Fluent yang meliputi *axial thrust* (gaya pada zona *impeller* arah sumbu poros), torsi impeller, tekanan di *inlet,* dan *outlet,* laju aliran massa di *inlet* dan *outlet,* distribusi tekanan, serta pola aliran fluida untuk setiap variasi diameter *balancing hole.* Dari data tersebut, *head,* daya hidrolik, daya mekanis, dan efisiensi menggunakan persamaan (1)-(5):

$$\dot{m} = (\dot{m}_in + |\dot{m}_out|) / 2, \quad Q = \dot{m} / \rho \tag{1}$$

$$H = (p_out - p_in) / (\rho \cdot g) \tag{2}$$

$$P_h = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \tag{3}$$

$$P_m = T \cdot \omega, \quad \text{dengan } \omega = 2\pi \cdot n / 60 \tag{4}$$

$$\eta = (P_h / P_m) \times 100\% \tag{5}$$

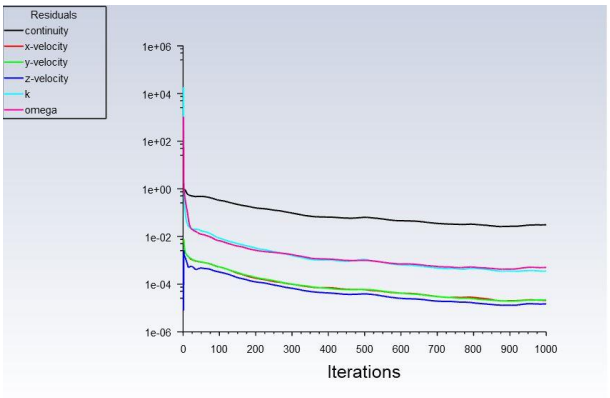
dengan $\dot{m}$ adalah laju aliran massa rata-rata (kg/s), $\dot{m}_in$ dan $\dot{m}_out$ laju aliran massa di *inlet* dan *outlet* hasil *report* fluent (kg/s). Q debit (m3/s), H head (m), p_in dan p_out tekanan di *inlet* dan *outlet* (Pa), ρ ,masssa jenis air (1000 kg/m3), g percepatan grativasi (9,81 m/s2), P_h daya hidrolik (W), P_m data mekanis (W), T torsi impeller (N.m), ω kecepatan sudut (rad/s), n putaran (rpm), dan η efisiensi (%). Nilai $\dot{m}_out$ bertanda negatif pada *report* fluent karena arah aliran keluar domain, sehingga digunakan nilai absolutnya

Debit Q diperoleh dari laju aliran massa dibagi massa jenis air. Laju aliran massa yang digunakan dalam perhitungan adalah rata-rata nilai absolut laju aliran massa di inlet dan outlet hasil report ANSYS Fluent. Nilai di outlet bertanda negatif karena arah aliran keluar domain. Selisih laju aliran massa di inlet dan outlet berada di bawah 0,5% pada seluruh variasi, sehingga kekekalan massa pada solusi numerik dinilai terpenuhi [13].

3. PEMBAHASAN

A. Verifikasi Konvergensi Simulasi

Simulasi CFD dilakukan pada seluruh variasi diameter *balancing holes*, yaitu tanpa *balancing holes*, 3 mm, 5 mm, dan 7 mm. Konvergensi simulasi diamati berdasarkan nilai residual *continuity*, *velocity*, *turbulent kinetic energy* (k), dan omega (ω). Nilai residual *velocity*, *turbulent kinetic energy*, dan omega mengalami penurunan selama proses iterasi dan menunjukkan kondisi yang relatif stabil pada iterasi akhir. Hasil konvergensi simulasi ditunjukkan pada Gambar 3.



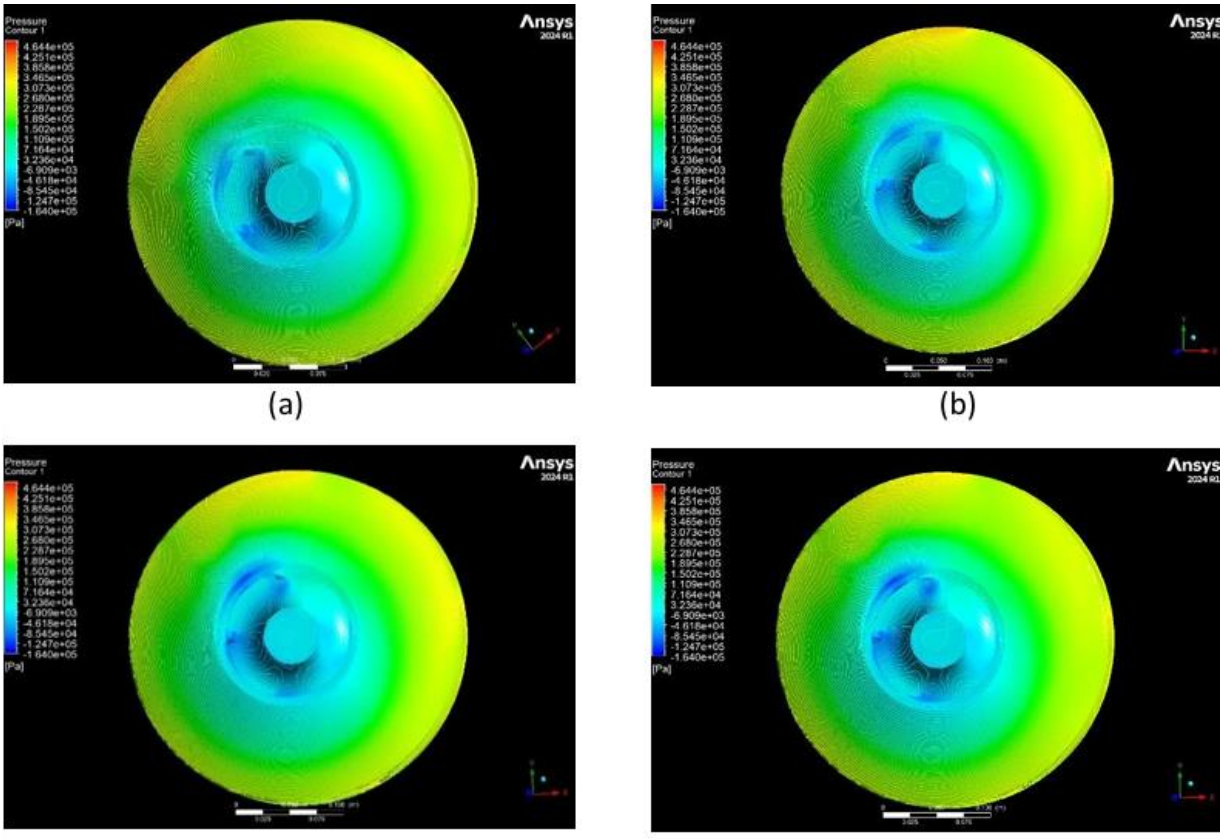
Gambar 3 Hasil konvergensi simulasi

Berdasarkan Gambar 3, residual menunjukan kecenderungan menurun seiring iterasi. Kurva residual juga tidak menunjukan fluktuasi yang signifikan pada iterasi akhir. Kondisi tersebut menunjukkan bahwa solusi numerik telah mencapai kondisi yang cukup stabil untuk digunakan dalam analisis distribusi tekanan, karakteristik aliran, *axial thrust*, dan performa pompa.

Residual *continuity* hanya turun hingga orde 10^{-2}, sehingga konvergensi dinilai berdasarkan stabilnya nilai *axial thrust,* torsi, dan tekanan total pada iterasi akhir. Kondisi ini merupakan verifikasi numerik [13].

B. Distribusi Tekanan

Distribusi tekanan dianalisis menggunakan *pressure contour* untuk melihat perubahan tekanan pada impeller akibat variasi diameter *balancing holes*. Tekanan tertinggi berada pada daerah *outlet volute*, sedangkan tekanan rendah berada pada area *eye impeller*. Kondisi tersebut menunjukkan adanya peningkatan tekanan fluida selama melewati impeller. Perbandingan distribusi tekanan pada seluruh variasi ditunjukkan pada Gambar 4.



Gambar 4 Distribusi Tekanan Balancing hole dengan Variasi Diameter (a) Tanpa Hole (b) 3 mm (c) 5 mm (d) 7 mm

Berdasarkan Gambar 4, pola distribusi tekanan secara keseluruhan relatif serupa pada seluruh variasi. Pada kondisi tanpa *balancing holes* dan diameter 3 mm, area tekanan rendah di sekitar hub masih terlihat relatif terkonsentrasi. Pada diameter 5 mm dan 7 mm, distribusi tekanan di sekitar hub menunjukkan kecenderungan lebih merata.

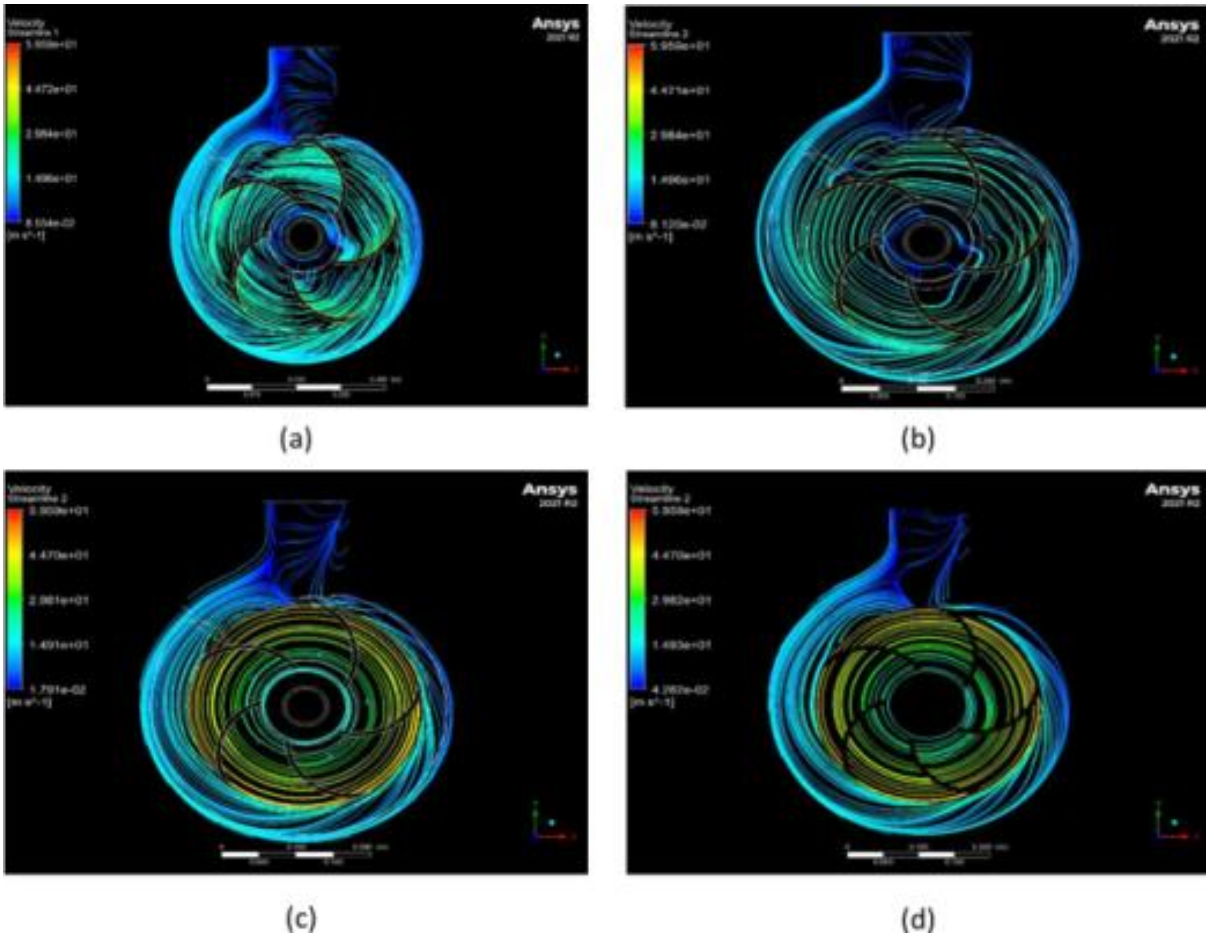
Perubahan distribusi tekanan pada bagian belakang impeller berkaitan dengan aliran yang melewati *balancing holes*. Aliran bocor melalui balance hole menentukan karakteristik aliran

di rear chamber [14]. Peningkatan diameter *balance hole* juga dapat meningkatkan *radial leakage velocity* dan jumlah aliran bocor pada *rear chamber* [4],[14].

Meskipun perubahan *pressure contour* tidak terlihat sangat signifikan secara visual, perubahan tersebut diikuti oleh perubahan nilai *axial thrust*. Kondisi tanpa *balancing holes* menghasilkan *axial thrust* sebesar 8319,90 N, sedangkan diameter 7 mm menghasilkan nilai 7703,04 N.

C. Karakteristik Aliran Fluida

Karakteristik aliran dianalisis menggunakan *velocity streamline* untuk mengetahui pola aliran fluida di dalam pompa. Pada seluruh variasi, fluida bergerak mengikuti arah putaran impeller menuju *outlet* pompa. Pola *streamline* menunjukkan aliran yang berputar sepanjang sudu impeller sebelum keluar melalui *casing volute*. Perbandingan karakteristik aliran pada setiap variasi diameter ditunjukkan pada Gambar 5.



Gambar 5 Karakteristik Aliran Fluida Balancing hole dengan Variasi Dianeter (a) Tanpa Hole (b) 3 mm (c) 5 mm (d) 7 mm

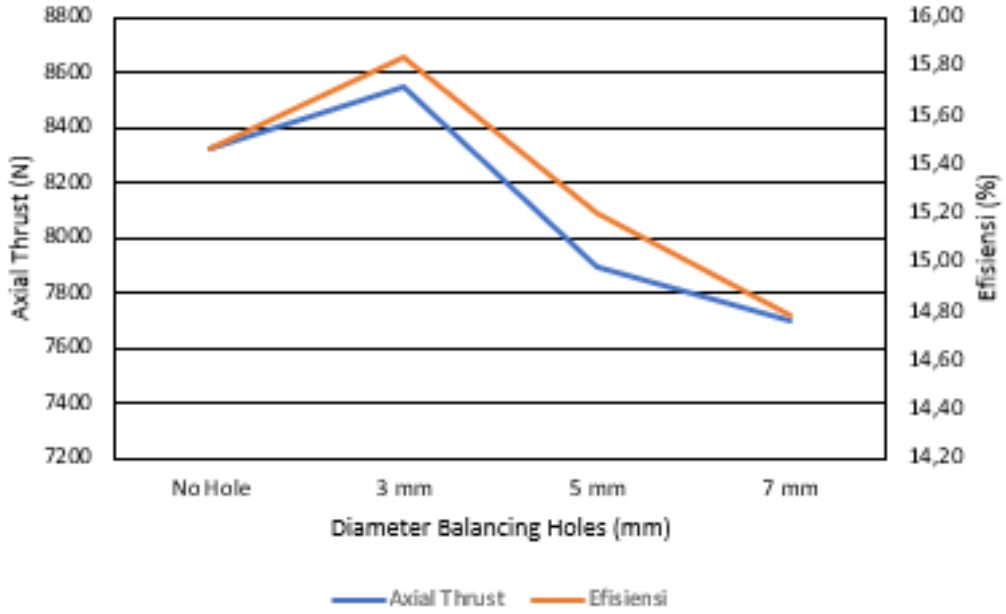
Berdasarkan Gambar 5, pola aliran utama pada seluruh variasi menunjukkan karakteristik yang relatif serupa. Perubahan pola aliran terlihat pada bagian belakang impeller, terutama di sekitar *balancing holes* dan *hub*. Perubahan tersebut menunjukkan bahwa variasi diameter *balancing holes* memengaruhi distribusi aliran lokal di dalam pompa.

Analisis ini masih bersifat kualitatif. Besaran kuantitatif leakage flow, yaitu laju aliran massa, kecepatan rata-rata dan maksimum, serta pressure drop melalui balancing holes, belum

diekstraksi dari hasil simulasi. Besaran tersebut merupakan mekanisme utama kerja balancing holes [4],[13], sehingga kuantifikasinya menjadi prioritas penelitian lanjutan

D. Pengaruh Diameter Balancing Holes Terhadap *Axial Thrust* dan *Head*

Variasi diameter balancing holes memberikan perubahan terhadap nilai axial thrust. Pada kondisi tanpa balancing holes, nilai axial thrust sebesar 8319,90 N. Ketika diameter balancing holes sebesar 3 mm digunakan, nilai axial thrust meningkat menjadi 8546,53 N. Nilai tersebut merupakan axial thrust tertinggi dari seluruh variasi, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 6.



Gambar 5 Pengaruh Diameter Balancing Holes terhadap Axial Thrust dan Head

Berdasarkan Gambar 6, diameter 3 mm menunjukkan kondisi yang berbeda dibandingkan variasi lainnya. *Axial thrust* meningkat sebesar 226,63 N atau sekitar 2,72% dibandingkan kondisi tanpa *balancing holes*. Pada saat yang sama, *head* juga meningkat sebesar 0,84 m atau sekitar 2,30%.

Kondisi tersebut menunjukkan bahwa penggunaan *balancing holes* dengan diameter 3 mm belum menghasilkan penurunan *axial thrust*. Diameter *balancing holes* yang relatif kecil diduga belum menghasilkan *leakage flow* yang cukup untuk memberikan efek *hydraulic balancing* yang efektif pada bagian belakang impeller.

Laju aliran bocor melalui balancing holes sebanding dengan luas total lubang dan akar beda tekanan di kedua sisinya [4]. Dengan lima lubang, luas total penampang adalah 35,3 mm² untuk diameter 3 mm, 98,2 mm² untuk 5 mm, dan 192,4 mm² untuk 7 mm, sehingga luas pada diameter 7 mm sekitar 5,4 kali luas pada diameter 3 mm. Pada diameter 3 mm, luas yang kecil diduga belum cukup untuk menurunkan tekanan rear chamber secara berarti. Selain itu, kenaikan axial thrust sebesar 2,72% pada diameter 3 mm masih berada dalam orde ketidakpastian numerik yang belum dikuantifikasi karena uji independensi mesh belum dilakukan, sehingga anomali ini perlu dikonfirmasi pada penelitian lanjutan.

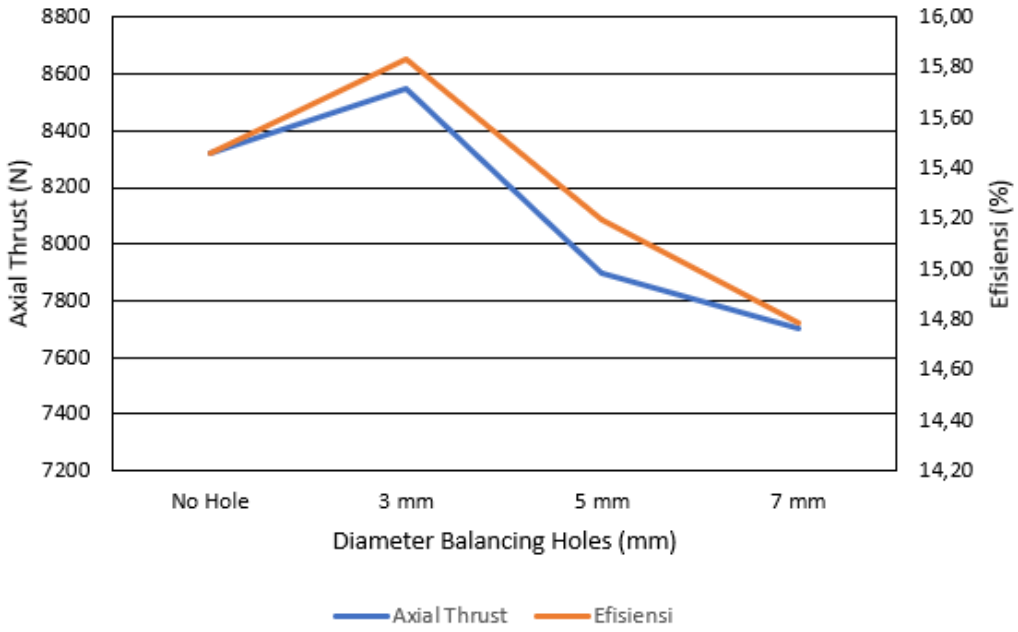
Keberadaan *balance hole* mengubah karakteristik aliran pada *hub cavity* melalui *leakage flow* yang melewati lubang tersebut [14]. Peningkatan diameter *balance hole* dapat meningkatkan *radial leakage velocity* dan jumlah aliran bocor pada *rear chamber*, sehingga perbedaan tekanan pada kedua sisi impeller dapat berkurang [4]. Dengan demikian, diameter 3 mm yang relatif kecil dapat menyebabkan efek penyeimbangan tekanan belum terlihat

secara efektif. Ketika diameter *balancing holes* diperbesar menjadi 5 mm, *axial thrust* turun menjadi 7899,72 N dan *head* turun menjadi 36,44 m. Dibandingkan kondisi tanpa *balancing holes,* penurunan pada diameter 5 mm Adalah 420,18 N atau sekitar 5,05%, dengan penurunan head 0,24 m atau 0,66%. Pada diameter 7 mm, *axial thrust* kembali turun menjadi 7703,04 N dan *head* menjadi 35,99 m.

Dibandingkan kondisi tanpa *balancing holes*, diameter 7 mm menghasilkan penurunan *axial thrust* sebesar 616,86 N atau sekitar 7,41%, dengan penurunan head 0,69 m atau 1,88%. Hasil tersebut menunjukkan bahwa peningkatan diameter dari 3 mm hingga 7 mm memberikan pengaruh yang semakin besar terhadap pengurangan *axial thrust* setelah diameter 3 mm.Dengan demikian, hubungan antara diameter *balancing holes* dan *axial thrust* pada penelitian ini tidak bersifat linear. Diameter 3 mm menghasilkan peningkatan *axial thrust*, sedangkan diameter 5 mm dan 7 mm menghasilkan penurunan *axial thrust*.

E. Pengaruh Diameter Balancing Holes Terhadap *Axial Thrust* dan Efisiensi

Selain *head*, perubahan diameter *balancing holes* juga memengaruhi efisiensi pompa. Pada kondisi tanpa balancing holes, efisiensi sebesar 15,46%. Ketika diameter balancing holes sebesar 3 mm digunakan, efisiensi meningkat menjadi 15,83%. Selanjutnya, efisiensi turun menjadi 15,19% pada diameter 5 mm dan 14,78% pada diameter 7 mm. Perubahan axial thrust dan efisiensi pada seluruh variasi ditunjukkan pada Gambar 7.



Gambar 6 Pengaruh Diameter Balancing Holes Terhadap Axial Thrust dan Efisiensi

Berdasarkan Gambar 7, diameter 3 mm menghasilkan efisiensi tertinggi sebesar 15,83%, tetapi pada saat yang sama menghasilkan *axial thrust* tertinggi sebesar 8546,53 N. Sebaliknya, diameter 7 mm menghasilkan *axial thrust* terendah sebesar 7703,04 N, tetapi efisiensinya juga menjadi yang terendah, yaitu 14,78%. Kondisi tersebut menunjukkan adanya *trade-off* antara pengurangan *axial thrust* dan performa hidrolik pompa.

Penurunan efisiensi pada diameter 5 mm dan 7 mm berkaitan dengan peningkatan aliran yang melewati *balancing holes*. *Leakage flow* yang terbentuk pada *balance hole* dapat mengurangi jumlah energi yang dikonversikan menjadi energi hidrolik pada aliran utama. Penelitian terdahulu menunjukkan bahwa perubahan karakteristik *balance hole* dapat memengaruhi *leakage flow*, *head*, dan efisiensi pompa [14]. Pada penelitian lain, peningkatan

aliran bocor juga dilaporkan dapat menyebabkan kehilangan energi dan menurunkan performa hidrolik pompa [15]. Meskipun demikian, penurunan efisiensi akibat balancing holes sekitar 2–5% umumnya masih dapat diterima dalam praktik [1],[2] .

Namun, nilai efisiensi yang berada pada rentang 14,78–15,83% tidak seluruhnya dapat dikaitkan dengan variasi *balancing holes*. Nilai tersebut juga dipengaruhi oleh karakteristik model CFD yang digunakan. Pemodelan yang belum merepresentasikan seluruh detail *volute casing* dan *clearance* secara presisi dapat memengaruhi perhitungan *head* dan efisiensi.

Tabel 2. Data hasil report ANSYS Fluent untuk setiap variasi *balance hole*

Diameter Balancing Holes	p_in (Pa)	p_out (Pa)	ṁ_in (kg/s)	ṁ_out (kg/s)	Torsi (N·m)	Axial Thrust (N)
Tanpa Hole	63.970,95	423.823,40	14,24300	−14,22800	175,8400	8319,90
3 mm	58.607,81	426.740,20	14,27788	−14,26348	176,1020	8546,53
5 mm	60.634,71	418.129,20	14,16691	−14,16853	176,8853	7899,72
7 mm	62.969,42	416.058,90	14,17512	−14,10543	179,2201	7703,04

Sebagai contoh, perhitungan performa untuk diameter balancing holes 5 mm dilakukan dengan langkah-langkah berikut.

1) Laju aliran massa rata-rata dan debit: $\dot{m} = (14{,}16691 + 14{,}16853) / 2 = 14{,}1677$ kg/s, sehingga $Q = 14{,}1677 / 1000 = 0{,}014168$ m³/s.
2) Head (Persamaan 1): $\Delta p = 418.129{,}20 - 60.634{,}71 = 357.494{,}49$ Pa, sehingga $H = 357.494{,}49 / (1000 \times 9{,}81) = 36{,}44$ m.
3) Daya hidrolik (Persamaan 2): $P_h = 1000 \times 9{,}81 \times 0{,}014168 \times 36{,}44 = 5.064{,}9$ W ≈ 5,06 kW.
4) Daya mekanis (Persamaan 3): $\omega = 2\pi \times 1800 / 60 = 188{,}50$ rad/s, sehingga $P_m = 176{,}8853 \times 188{,}50 = 33.342{,}1$ W ≈ 33,34 kW.
5) Efisiensi (Persamaan 4): $\eta = 5.064{,}9 / 33.342{,}1 \times 100\% = 15{,}19\%$.

Perhitungan yang sama dilakukan untuk seluruh variasi, dan hasilnya ditunjukkan pada Tabel 3.

Tabel 3. Hasil perhitungan performa untuk setiap variasi diameter balancing holes

Diameter Balancing Holes	*Axial Thrust* (N)	*Head* (m)	Daya Hidrolik (kW)	Daya Mekanis (kW)	Efisiensi (%)
Tanpa Hole	8319.90	36.86	5.12	33.13	15.46
3 mm	8546.53	37.53	5.25	33.18	15.83
5 mm	7899.72	36.44	5.06	33.33	15.19
7 mm	7703.04	35.99	4.99	33.77	14.78

Berdasarkan Tabel 3, diameter 3 mm menghasilkan *head*, daya hidrolik, dan efisiensi tertinggi, tetapi juga menghasilkan *axial thrust* tertinggi. Diameter 7 mm menghasilkan *axial thrust* terendah, tetapi *head*, daya hidrolik, dan efisiensi juga menjadi yang terendah.

Diameter 5 mm menghasilkan *axial thrust* sebesar 7899,72 N dengan *head* sebesar 36,44 m dan efisiensi sebesar 15,19%. Hasil tersebut menunjukkan bahwa diameter 5 mm memberikan kondisi di antara diameter 3 mm dan 7 mm dalam hal pengurangan *axial thrust* dan penurunan performa hidrolik.

Berdasarkan perbandingan tersebut, diameter 5 mm dapat dipertimbangkan sebagai variasi yang memberikan keseimbangan antara pengurangan *axial thrust* dan performa hidrolik pada kondisi simulasi yang digunakan.

F. Perbandingan dengan Penelitian Terdahulu

Karena data eksperimen untuk geometri yang dimodelkan tidak tersedia, hasil penelitian ini dibandingkan dengan tren yang dilaporkan penelitian terdahulu, sebagaimana ditunjukkan pada Tabel 4.

Tabel 4. Perbandingan tren dengan penelitian terdahulu

Penelitian	Objek dan metode	Perubahan axial thrust	Perubahan perfor-ma	Kesesuaian tren
Penelitian ini	Pompa single suction, CFD, lubang 0–7 mm	Turun 7,41% (0 → 7 mm)	Head turun 1,88%; efisiensi turun 0,68 poin	–
Wang dkk.[1]	Pompa IS50-32-160, CFD, lubang 0–8 mm	Turun 82,1% (0 → 8 mm)	Head turun ≤ 0,5%; efisiensi turun ≤ 3%	Sesuai
Pehlivan dan Par-lak [2]	Pompa end suction, CFD + verifikasi eksperimen	Turun hingga 60% (lubang + wear ring)	Efisiensi turun ± 5%	Sesuai
Cao dkk.	Pompa low specific-speed,CFD + eksperi-men,variasi luas lubang	–	Head turun sekitar 2% pada lubang terbesar	Sesuai

Arah perubahan pada penelitian ini sejalan dengan penelitian terdahulu, yaitu penambahan dan pembesaran balancing holes menurunkan axial thrust tetapi juga menurunkan head dan efisiensi. Namun, besar reduksi axial thrust pada penelitian ini (7,41%) jauh lebih kecil daripada yang dilaporkan [1] dan [3]. Perbedaan ini diduga disebabkan oleh tidak dimodelkannya wear ring belakang secara khusus, padahal efektivitas balancing holes sangat bergantung pada celah wear ring yang membatasi rear chamber [4],[14]. Perbandingan ini menunjukkan kesesuaian tren, bukan validasi nilai absolut. Validasi yang lebih kuat, yaitu membandingkan head dan axial thrust hasil CFD dengan data uji pada pompa yang sama, telah dilakukan antara lain oleh [16] dan [17], dan menjadi saran untuk penelitian lanjutan. Studi CFD pompa sentrifugal yang divalidasi terhadap data uji atau data pabrikan umumnya melaporkan galat head rata-rata sekitar 2–5% [12],[17].

G. Keterbatasan Penelitian

Penelitian ini memiliki beberapa keterbatasan. Pertama, validasi eksperimental belum dilakukan, sehingga hasil hanya dibandingkan dengan tren penelitian terdahulu. Kedua, uji independensi mesh belum dilakukan, sehingga perbedaan kecil antarvariasi, khususnya

kenaikan axial thrust sebesar 2,72% pada diameter 3 mm, belum dapat dipisahkan dari ketidakpastian numerik. Ketiga, residual continuity hanya mencapai orde 10^{-2}. Keempat, volute casing dan clearance belum dimodelkan secara presisi, sehingga torsi impeller sekitar 176–179 N·m menghasilkan daya mekanis sekitar 33 kW, jauh lebih besar dari daya hidrolik sekitar 5 kW. Akibatnya, nilai absolut efisiensi (14–16%) belum merepresentasikan pompa nyata, dan hasil penelitian ini lebih tepat digunakan untuk membandingkan tren antarvariasi diameter.

4. SIMPULAN

Berdasarkan hasil simulasi CFD, variasi diameter *balancing holes* memengaruhi distribusi tekanan, karakteristik aliran, *axial thrust*, dan performa hidrolik pompa sentrifugal.

Diameter 3 mm menghasilkan *axial thrust* tertinggi sebesar 8546,53 N, sedangkan diameter 7 mm menghasilkan *axial thrust* terendah sebesar 7703,04 N. Dibandingkan kondisi tanpa *balancing holes* sebesar 8319,90 N, diameter 7 mm menghasilkan penurunan *axial thrust* sebesar 7,41%. Hasil tersebut menunjukkan bahwa hubungan diameter *balancing holes* terhadap *axial thrust* tidak bersifat linear karena diameter 3 mm justru menghasilkan peningkatan *axial thrust*.

Diameter 3 mm menghasilkan performa hidrolik tertinggi dengan *head* sebesar 37,53 m, daya hidrolik sebesar 5,25 kW, dan efisiensi sebesar 15,83%. Sebaliknya, diameter 7 mm menghasilkan *head* sebesar 35,99 m, daya hidrolik sebesar 4,99 kW, dan efisiensi sebesar 14,78%. Peningkatan diameter *balancing holes* setelah 3 mm menghasilkan penurunan *head*, daya hidrolik, dan efisiensi yang disertai dengan penurunan *axial thrust*.

Diameter 5 mm menghasilkan *axial thrust* sebesar 7899,72 N, *head* sebesar 36,44 m, dan efisiensi sebesar 15,19%. Berdasarkan kombinasi tersebut, diameter 5 mm memberikan kondisi yang paling seimbang antara pengurangan *axial thrust* dan performa hidrolik pada kondisi simulasi penelitian ini.

5. DAFTAR PUSTAKA

[1] R. Wang, B. Li, X. Liang, F. Wang, and B. Wang, "Optimisation and Numerical Simulation of Balance Hole Structure of Disc-Type Electromagnetic Direct-Drive Centrifugal Pumps," *Processes*, vol. 14, no. 5, 2026, doi: 10.3390/pr14050813.

[2] H. Pehlivan and Z. Parlak, "Investigation of parameters affecting axial load in an end suction centrifugal pump by numerical analysis," *J. Appl. Fluid Mech.*, vol. 12, no. 5, pp. 1–3, 2019, doi: 10.29252/JAFM.12.05.29623.

[3] P. Kalinichenko and A. Suprun, "Effective Modes of Axial Balancing of Centrifugal Pump Rotor," *Procedia Eng.*, vol. 39, no. 2, pp. 1–3, 2012, doi: 10.1016/j.proeng.2012.07.014.

[4] W. Dong, D. Chen, J. Sun, Y. Dong, Z. Yang, and J. Yan, "Influence of Balance Hole Diameter on Leakage Flow of the Balance Chamber in a Centrifugal Pump," vol. 2021, 2021, doi: 10.1155/2021/8860493.

[5] L. ZHOU, W. D. SHI, L. BAI, W. G. LU, and W. LI, "NUMERICAL CALCULATION AND EXPERIMENTAL STUDY OF AXIAL FORCE IN A DEEP-WELL CENTRIFUGAL PUMP," 2014, *EdiUNS - Editorial de la Universidad Nacional del Sur*. doi: 10.52292/j.laar.2014.426.

[6] W. S. Kim and J. E. Yun, "CFD analysis on the balancing hole design for magnetic drive centrifugal pumps," *Energies*, vol. 13, no. 22, pp. 11–14, 2020, doi: 10.3390/en13225865.

[7] W. Cao, X. Yang, and Z. Jia, "Numerical Simulation of Cavitation Flow in a Low Specific-Speed Centrifugal Pump with Different Diameters of Balance Holes," 2022.

[8] S. Sefaci, O. BabayİğİT, and S. Koçak, "Design Optimization of Balancing Hole in a Centrifugal Pump Impeller by using Experimental Design Methods," pp. 436–448, 2022, doi: 10.17798/bitlisfen.1017804.

[9] M. Fathi, M. Raisee, S. A. Nourbakhsh, and H. A. Arani, "The effect of balancing holes on performance of a centrifugal pump: Numerical and experimental investigations," *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 240, no. 3, pp. 1–2, 2019, doi: 10.1088/1755-1315/240/3/032017.
[10] P. Zhou, M. Tan, X. Wu, H. Liu, and D. Wu, "Effect of Back Wear-Ring Clearance on the Internal Flow Noise in a Centrifugal Pump," 2025, *MDPI AG*. doi: 10.3390/pr13082641.
[11] M. M. A. H. J. Waluyo, "Simulasi Numeris Pengaruh Tipe Rumah Keong Terhadap Unjuk Kerja Pompa Sentrifugal," vol. 4, no. 2, pp. 67–75, 2022.
[12] O. J. Tafur, C. V Rodriguez, and G. O. G. Avalos, "CFD Analysis of Impeller Trailing Edge Modifications to Improve the Hydraulic Head of a Centrifugal Pump," vol. 44, no. 4, pp. 1353–1362, 2026.
[13] W. L. Oberkampf and T. G. Trucano, "Verification and Validation in Computational Fluid Dynamics," no. March, 2002.
[14] W. Dong, Z. Liu, H. Zhang, G. Zhang, H. Jiang, and P. Li, "Effects of the Balance Hole Diameter on the Flow Characteristics of the Rear Chamber and the Disk Friction Loss in the Centrifugal Pump," 2022.
[15] W. Dong, Z. Liu, H. Zhang, G. Zhang, H. Jiang, and P. Li, "Effects of the Balance Hole Diameter on the Flow Characteristics of the Rear Chamber and the Disk Friction Loss in the Centrifugal Pump," *Processes*, vol. 10, no. 3, pp. 6–7, 2022, doi: 10.3390/pr10030613.
[16] W. Cao, X. Yang, and Z. Jia, "Numerical Simulation of Cavitation Flow in a Low Specific-Speed Centrifugal Pump with Different Diameters of Balance Holes," *J. Mar. Sci. Eng.*, vol. 10, no. 5, p. 4, May 2022, doi: 10.3390/jmse10050619.
[17] S. Yan, Y. Kan, X. Li, and L. Xiao, "applied sciences Numerical Calculation and Experimental Study of the Axial Force of Aero Fuel Centrifugal Pumps," 2024.

Daftar Simbol

k	=	Energi kinetik turbulen, m^2/s^2
ω	=	Specific dissipation rate, s^{-1}