

## **ANALISA MOMEN PUNTIR POROS *IMPELLER* PADA SISTEM PROPULSI WATERJET KAPAL 6 METER DENGAN VARIASI *BLADE IMPELLER* MENGGUNAKAN METODE CFD**

Bagas Dwi Kurniawan<sup>1</sup>, Jangka Rulianto<sup>1\*</sup>, Achdri Fauzi Nugraha Oloan<sup>1</sup>, I Gusti Ngurah Bagus Catrawedarma<sup>1</sup>, Chairul Anam<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Program Studi Teknik Manufaktur Kapal, Politeknik Negeri Banyuwangi

\*Corresponding author: [Jangka.rulianto@poliwangi.ac.id](mailto:Jangka.rulianto@poliwangi.ac.id)

### **Article history**

**Received:**

26-06-2025

**Accepted:**

27-12-2025

**Published:**

30-12-2025

Copyright © 2025  
Jurnal Teknologi dan  
Riset Terapan

**Open Access**

### **Abstrak**

Analisa momen puntir poros *impeller* pada sistem waterjet dengan variasi *blade impeller* memiliki tujuan untuk menganalisa kekuatan poros *impeller* yang disebabkan daya mesin yang telah ditentukan. Mesin yang digunakan memiliki daya yaitu 6.5 hp dan memiliki *output power* sebesar 2000 Rpm. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui momen puntir poros *impeller* dengan variasi *blade impeller* menggunakan metode *Computational Fluid Dynamic (CFD)*. Dengan menggunakan material *aloy steel 4340* yang mempunyai diameter poros sebesar 23 mm dan panjang 700 mm. Nilai torsi yang muncul pada variasi 1 dengan jumlah *blade impeller* 3 buah yaitu sebesar 30,65 Nm, variasi 2 dengan jumlah *blade impeller* 4 buah yaitu sebesar 87,61 Nm dan untuk variasi 3 dengan jumlah *blade impeller* 5 buah sebesar 33,07 Nm. Sesuai dengan hasil perhitungan momen puntir yaitu sebesar 30,85 Nm maka diketahui bahwa pada variasi 1 dengan jumlah *blade impeller* yaitu 3 buah dikatakan memenuhi kriteria yang sudah ditentukan untuk dapat diaplikasikan pada sistem *waterjet*. Pada hasil tegangan izin yang telah ditentukan yaitu sebesar 60,89 Nm didapatkan bahwa untuk variasi 1 dan 3 dengan jumlah *blade impeller* masing-masing yaitu 3 dan 5 buah telah memenuhi kondisi aman dari momen puntir poros *impeller*, dengan mempertimbangkan untuk variasi 3 disesuaikan dengan hasil perhitungan momen puntir poros *impeller* guna menentukan efektivitas untuk sistem *waterjet* yang telah ditentukan.

**Kata Kunci:** Momen Puntir, *Blade Impeller*, Poros, *Alloy Steel 4340*

### **Abstract**

*Analysis of the impeller shaft torsion moment in the waterjet system with impeller blade variations aims to analyze the strength of the impeller shaft caused by the specified engine power. The engine used has a power of 6.5 hp and has an output power of 2000 Rpm. This study aims to determine the impeller shaft torsion moment with impeller blade variations using the Computational Fluid Dynamic (CFD) method. Using Aloy steel 4340 material which has a shaft diameter of 23 mm and a length of 700 mm. The torque value that appears in variation 1 with 3 impeller blades is 30.65 Nm, variation 2 with 4 impeller blades is 87.61 Nm and for variation 3 with 5 impeller blades is 33.07 Nm. In accordance with the results of the calculation of the torsion moment of 30.85 Nm, it is known that variation 1 with 3 impeller blades is said to meet the specified criteria to be applied to the waterjet system. Based on the results of the specified allowable stress of 60.89 Nm, it was found that for variations 1 and 3 with the number of impeller blades of 3 and 5 respectively, they have met the safe conditions for the impeller shaft torsion moment, by considering that variation 3 is adjusted to the results of the impeller shaft torsion moment calculation to determine the effectiveness for the specified waterjet system.*

**Keywords:** Torsional Moment, Impeller Blade, Shaft, Alloy Steel 4340

## 1.0 PENDAHULUAN

Analisa momen puntir poros *impeller* menggunakan variasi *blade impeller* memiliki tujuan untuk menganalisa kekuatan poros yang disebabkan daya mesin yang telah ditentukan diakibatkan oleh variasi *blade impeller*. *Blade impeller* adalah komponen penting dalam sistem *waterjet* yang berfungsi untuk mengubah energi mekanik dari mesin (biasanya berupa energi rotasi) menjadi energi kinetik pada aliran air. *Impeller* ini terdiri dari beberapa bilah (*blade*) yang dirancang khusus untuk memindahkan air dengan efisiensi tinggi yang berfungsi untuk mentransmisikan daya yang diberikan oleh mesin yang telah ditentukan. Mesin yang digunakan memiliki daya yaitu 6.5 hp dan memiliki *output power* sebesar 2000 Rpm[1].

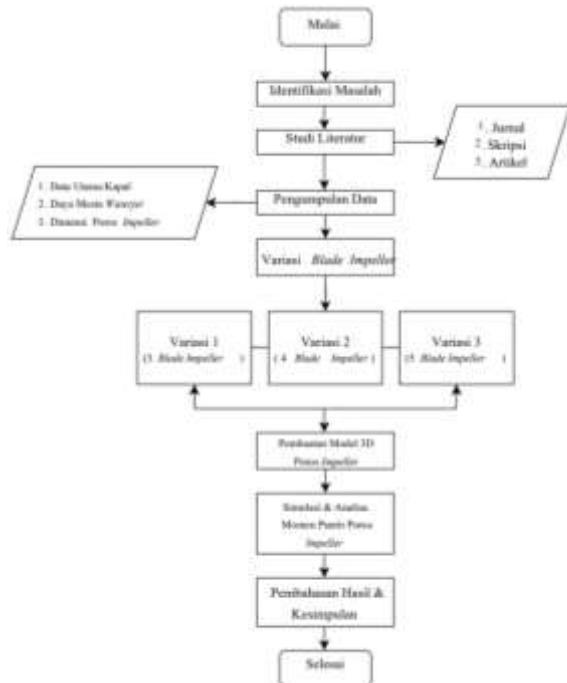
Penelitian ini menggunakan penyelesaian dengan metode *Computational Fluid Dynamic (CFD)* yang memiliki tujuan untuk dasar simulasi, maka dari itu penting untuk diingat bahwa desain yang dibuat harus sesuai dengan keadaan benda pada aktualnya. Dengan menggunakan metode CFD , nilai momen puntir di sepanjang poros *impeller* tersebut dapat diperoleh. Penelitian ini mempunyai keterbaruan dengan variasi *blade impeller* di setiap simulasi momen puntir poros *impeller* dengan jumlah *blade impeller* masing-masing yaitu, 3,4 dan 5 buah yang bertujuan untuk menemukan bentuk *impeller* yang sesuai dengan daya mesin dan dimensi kapal yang telah ditentukan[2].

Poros *impeller* mengalami momen puntir dipengaruhi oleh daya mesin secara terus menerus yang menyebabkan poros *impeller* menjadi aus jika tidak diperhitungkan tegangan izin yang sesuai dengan daya mesin. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui momen puntir poros *impeller* dengan variasi *blade impeller* guna menentukan tegangan izin. Maka dari itu diperlukan perencanaan serta ukuran material yang tepat dalam pembuatan poros *impeller* agar konstruksi poros dapat bertahan lama. Variasi *blade impeller* juga mempengaruhi tegangan pada poros sehingga dibutuhkan pengoptimalan desain dan variasi *blade impeller* yang lebih maksimal dari sebelumnya[3].

Dengan demikian, dalam tugas akhir ini penulis akan melakukan analisis momen puntir poros *impeller* dengan variasi *blade impeller* menggunakan metode CFD. Software yang digunakan untuk melakukan modeling dan simulasi pada tugas akhir ini yaitu *solidwork* 2021 menggunakan material *aloy steel* 4340 dengan diameter poros adalah 23 mm dan panjang poros adalah 700 mm dengan variasi ukuran serta posisi *blade impeller* sehingga di dapatkan nilai momen puntir yang seharusnya mampu digunakan pada poros *impeller* sesuai dengan putaran mesin yang digunakan[4].

## 2.0 METODE

Objek penelitian terfokus kepada analisa momen puntir poros *impeller* yang ditambahkan akibat variasi *blade impeller*. Alur penelitian ditampilkan oleh diagram pada Gambar 1.



Gambar 1: Diagram Alir Penelitian

### 2.1. Pengumpulan Data

Pengumpulan data dalam penelitian ini dilakukan melalui beberapa tahapan yang disusun secara sistematis untuk mendukung proses analisis. Penelitian dilaksanakan di PT. Blambangan Bahary Shipyard, yang berlokasi di Kabupaten Banyuwangi, Provinsi Jawa Timur, sebagai objek penelitian utama. Pemilihan lokasi ini didasarkan pada kesesuaian fasilitas dan ketersediaan data yang relevan dengan kebutuhan penelitian.

Data yang dikumpulkan meliputi dimensi utama kapal sebagai parameter dasar dalam analisis. Dimensi utama tersebut mencakup ukuran-ukuran penting kapal yang digunakan dalam perhitungan dan evaluasi selanjutnya. Rincian dimensi utama kapal yang digunakan dalam penelitian ini disajikan pada Tabel 1.

Tabel 1: Dimensi Utama Kapal

Data Ukuran Kapal	
Type	Kapal Cepat
Length Over All (LOA)	6,28 m
Length Of Perpendicular (LPP)	6 m
Breadth (B)	1,1 m
Depth (H)	0,6 m
Draft (T)	0,2 m
Displacement	720 kg

Spesifikasi mesin *waterjet* yang digunakan dalam penelitian ini disajikan pada Tabel 2, yang memuat parameter teknis utama sebagai acuan dalam proses analisis dan pembahasan selanjutnya.

Tabel 2: Spesifikasi Mesin

Merk	Farmwork Solution (FS)
Model	FS200
Horse Power	6.5 Hp
Mesin	4 Tak

<b>Merk</b>	<b>Farmwork Solution (FS)</b>
<i>Displacement</i>	163 cc
<i>Output Power</i>	3.5 Kw/3600r/min
Tanki Bahan Bakar	3 L
Berat	15 kg
Ukuran	39x33x35 cm



Gambar 3: Impeller 3 Blade



Gambar 4: Impeller 4 Blade



Gambar 5: Impeller 5 Blade



Gambar 2: Poros Impeller

Selanjutnya, permodelan impeller dilakukan dengan memperhatikan dimensi utama sebagai dasar perancangan. Dimensi tersebut meliputi diameter poros impeller, diameter hub impeller, diameter impeller, serta variasi ketebalan blade. Rincian lengkap dimensi impeller yang digunakan dalam penelitian ini disajikan pada Tabel 3, yang menjadi acuan dalam proses analisis dan simulasi selanjutnya.

Tabel 3: Dimensi Impeller

<b>NO</b>	<b>NAMA</b>	<b>DIAMETER</b>
1.	Poros Impeller	23 mm
2.	Hub Impeller	75 mm
3.	Impeller	150 mm
4.	Tebal Blade 3,4,5	2,5, 1,87, 1,5 mm

Pada tahap ini dilakukan permodelan tiga dimensi (3D) impeller menggunakan perangkat lunak SOLIDWORKS 2021. Impeller dimodelkan dengan beberapa variasi jumlah blade, yaitu 3, 4, dan 5 buah, yang digunakan sebagai variasi pembebahan momen puntir untuk mengetahui besarnya momen puntir yang bekerja pada poros saat kapal beroperasi menggunakan sistem waterjet[6]. Variasi model impeller tersebut ditunjukkan pada Gambar 3, Gambar 4, dan Gambar 5.

## 3.0 HASIL DAN PEMBAHASAN

### 3.1. Spesifikasi Waterjet dan Perhitungan Daya Perencanaan

Dalam perancangan *impeller* sistem *waterjet*, diperlukan beberapa parameter utama sebagai acuan perhitungan daya dan analisis pembebahan poros[7]. Parameter tersebut diperoleh dari spesifikasi *waterjet* yang digunakan, dengan diameter *impeller* sebesar 150 mm. Spesifikasi utama *waterjet* meliputi kecepatan aliran sebesar 4,393 m/s, putaran operasi 2000 RPM, serta daya poros (*shaft horsepower*, SHP) sebesar 5,415 HP, yang dikonversi menjadi 4,038 kW menggunakan faktor konversi 1 HP = 0,746 kW.

Perhitungan daya perencanaan dilakukan untuk mengetahui besarnya daya yang digunakan sebagai dasar perancangan poros agar mampu bekerja secara aman selama operasi. Daya perencanaan dihitung dengan mengalikan daya masukan dengan faktor koreksi ( $F_c$ ) yang mempertimbangkan kondisi kerja dan kemungkinan beban lebih[8]. Secara matematis, daya perencanaan dirumuskan sebagai berikut:

$$P_d = F_c \times P \quad (1)$$

Dengan mengambil faktor koreksi sebesar 1,6 dan daya masukan sebesar 4,038 kW, maka daya perencanaan diperoleh sebesar:

$$P_d = 1,6 \times 4,038 = 6,4608 \text{ kW}$$

Dimana  $P_d$  adalah daya perencanaan (kW),  $F_c$  adalah faktor koreksi, dan  $P$  adalah daya masukan (kW).

Pemilihan nilai faktor koreksi didasarkan pada klasifikasi daya yang ditransmisikan oleh poros,

sebagaimana ditunjukkan pada Tabel 4. Untuk perancangan poros ini digunakan kondisi daya maksimum, dengan rentang faktor koreksi antara 0,8–1,2. Namun, nilai  $F_c = 1,6$  dipilih sebagai pendekatan konservatif untuk memastikan poros tetap aman terhadap kemungkinan kegagalan akibat momen puntir yang besar, terutama pada kondisi *start-up* dan perubahan beban mendadak.

Selain itu, daya rata-rata yang diperlukan sistem harus mempertimbangkan efisiensi mekanis dari sistem transmisi. Pada kondisi tertentu, seperti saat *start* atau ketika beban kerja meningkat setelah sistem beroperasi, daya yang dibutuhkan dapat lebih besar dari daya nominal. Oleh karena itu, penggunaan faktor koreksi pada perencanaan poros menjadi penting untuk menjamin keandalan dan keselamatan sistem selama operasi.

Tabel 4: Faktor Koreksi ( $F_c$ )[9]

Daya Yang Akan Ditransmisikan	Faktor Koreksi ( $F_c$ )
Daya Rata-Rata	1,2-2,0
Daya Maximum	0,8-1,2
Daya Normal	1,0-1,5

### 3.2. Perhitungan Momen Puntir dan Tegangan Izin Poros

Perhitungan momen puntir poros dilakukan untuk mengetahui besarnya beban puntir yang bekerja pada poros akibat daya yang ditransmisikan oleh sistem *waterjet*[10]. Momen puntir poros dihitung berdasarkan daya perencanaan dan putaran poros menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$M_p = \frac{30P_d}{\pi n} \quad (2)$$

di mana  $M_p$  adalah momen puntir poros (Nm),  $P_d$  adalah daya perencanaan (W), dan  $n$  adalah putaran poros (RPM).

Dengan menggunakan daya perencanaan sebesar 6.468 W dan putaran poros 2000 RPM, maka momen puntir poros dapat dihitung sebagai berikut:

$$M_p = \frac{30 \times 6.468}{\pi \times 2000}$$

$$M_p = 30,85 \text{ Nm}$$

Berdasarkan hasil perhitungan tersebut, diperoleh nilai momen puntir poros sebesar 30,85 Nm, yang selanjutnya digunakan sebagai dasar dalam analisis kekuatan poros.

Setelah momen puntir diketahui, langkah selanjutnya adalah menentukan tegangan geser izin poros untuk memastikan bahwa poros mampu menahan beban kerja tanpa mengalami kegagalan. Tegangan geser izin poros dihitung menggunakan persamaan:

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{S_{f1} \times S_{f2}} \quad (3)$$

di mana  $\tau_a$  adalah tegangan geser izin (N/mm<sup>2</sup>),  $\sigma_b$  adalah kekuatan tarik bahan (N/mm<sup>2</sup>),  $S_{f1}$  adalah faktor

keamanan berdasarkan jenis bahan, dan  $S_{f2}$  adalah faktor keamanan berdasarkan bentuk poros[11].

Untuk bahan Alloy Steel 4340, digunakan nilai kekuatan tarik sebesar 475 N/mm<sup>2</sup>, dengan faktor keamanan bahan  $S_{f1}=6,0$  dan faktor keamanan bentuk poros  $S_{f2}=1,3$ . Dengan demikian, tegangan geser izin poros dapat dihitung sebagai berikut:

$$\tau_a = \frac{475}{6,0 \times 1,3}$$

$$\tau_a = \frac{475}{7,8} = 60,9 \text{ N/mm}^2$$

Nilai tegangan geser izin ini digunakan sebagai batas aman dalam perancangan poros agar mampu bekerja secara andal terhadap beban puntir selama operasi sistem *waterjet*.

### 3.3. Analisis Perhitungan Poros dan Dimensi Impeller

Perancangan komponen utama pompa dimulai dengan penentuan Diameter Poros (D) untuk memastikan poros mampu menahan beban puntir dan kejut selama operasional. Berdasarkan persamaan dasar perancangan poros:

$$D_s = \sqrt[3]{\frac{5,1}{\tau_a} \times K_t \times C_b \times T} \quad (4)$$

Dalam perhitungan ini, digunakan faktor kejut ( $K_t$ ) sebesar 2,0 karena beban *impeller* dikategorikan cukup besar, serta faktor lenturan ( $C_b$ ) sebesar 1,3 untuk mengantisipasi pembebanan lentur statis yang relatif kecil. Dengan tegangan geser diizinkan ( $\tau_a$ ) sebesar 60,89 kg/mm<sup>2</sup> dan momen puntir ( $T$ ) sebesar 30,85 kg/mm, diperoleh hasil perhitungan sebesar 23,2 mm. Untuk alasan keamanan dan standar ketersediaan material di pasar, diameter poros ditetapkan menjadi 23 mm[12].

Setelah dimensi poros ditentukan, langkah selanjutnya adalah menetapkan dimensi *impeller*. Parameter pertama yang dihitung adalah diameter luar *impeller* ( $D$ ) menggunakan hubungan antara luas penampang masuk pompa (*pump inlet area* atau  $A_1$ ). Melalui persamaan  $D = \frac{16 \times A_1}{3\pi}$ , dengan nilai  $A_1$  sebesar 0,013 m<sup>2</sup>, diperoleh nilai diameter sebesar 0,150 m atau setara dengan 150 mm. Berdasarkan nilai diameter utama tersebut, diameter hub *impeller* ( $D_h$ ) dapat ditentukan secara proporsional dengan rasio 0,5 dari diameter *impeller*, sehingga menghasilkan nilai 75 mm (0,5 x 150 mm).

Analisis kemudian dilanjutkan pada sisi masuk *impeller* ( $D_1$ ) yang dipengaruhi oleh daya poros (*shaft horse power*) dan kecepatan saluran masuk ( $v_1$ ). Berdasarkan parameter daya 4,038 HP dan kecepatan 4,939 m/s, diperoleh diameter sisi masuk sebesar 0,050 m atau 50 mm. Dimensi ini sangat krusial karena menentukan efisiensi aliran fluida saat pertama kali menyentuh sudu[13].

Terakhir, dilakukan perhitungan tebal *blade impeller* ( $t_1$ ) menggunakan persamaan Austin H. Church. Ketebalan sudu ini dianalisis berdasarkan variasi jumlah sudu ( $Z$ ) untuk melihat pengaruhnya terhadap kekuatan

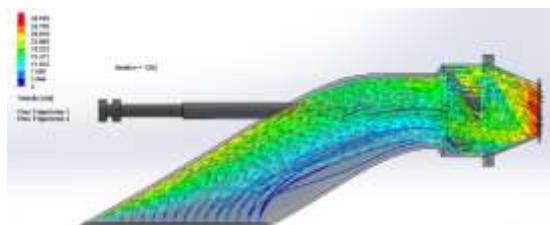
struktur dan ruang aliran. Dengan faktor kontraksi aliran ( $\varepsilon$ ) sebesar 0,85 dan sudut masuk ( $\beta$ )  $17^\circ$ , diperoleh hasil sebagai berikut:

- Pada variasi 3 sudu, tebal *blade* mencapai 2,5 mm.
- Pada variasi 4 sudu, tebal *blade* menurun menjadi 1,87 mm.
- Pada variasi 5 sudu, tebal *blade* menjadi paling tipis yaitu 1,5 mm.

Secara analitis, pemilihan jumlah sudu akan mempengaruhi karakteristik aliran di dalam pompa[14]. Penambahan jumlah sudu memang dapat meningkatkan pengarahan aliran, namun di sisi lain, peningkatan jumlah sudu dan ketebalannya dapat mempersempit luas saluran efektif. Hal ini berpotensi meningkatkan jumlah pusaran (turbulensi) dan meningkatkan kecepatan maksimum fluida secara lokal, yang jika tidak dikendalikan, dapat memicu kerugian *head* atau risiko kavitas[15].

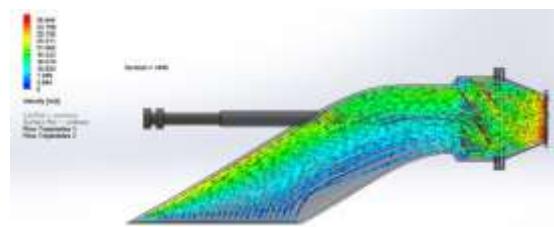
### 3.4. Hasil Simulasi Momen Puntir Poros *Impeller*

Hasil simulasi momen puntir pada poros *impeller* untuk variasi 1 menunjukkan pola distribusi aliran fluida yang divisualisasikan melalui lintasan aliran (*flow trajectories*) dengan kontur kecepatan tertentu. Berdasarkan visualisasi pada Gambar 6, terlihat bahwa interaksi antara fluida dan sudu *impeller* menghasilkan beban torsi yang didistribusikan sepanjang poros guna menggerakkan massa air dari saluran masuk menuju sisi keluaran. Analisis pada variasi ini menjadi basis data awal untuk mengevaluasi apakah tegangan geser yang dihasilkan masih berada dalam batas aman yang diizinkan oleh material poros yang telah dihitung sebelumnya[16].



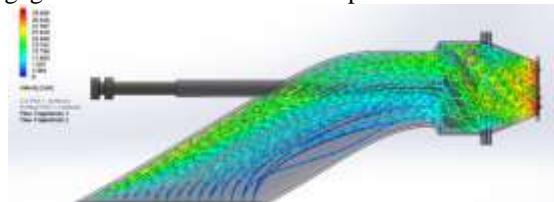
Gambar 6: Hasil Simulasi Momen Puntir Poros *Impeller* Variasi 1

Pada Variasi 2, simulasi momen puntir menunjukkan karakteristik yang sedikit berbeda pada kerapatan aliran dan distribusi tekanan di sekitar *impeller* dibandingkan dengan variasi sebelumnya. Gambar 7 mengilustrasikan bahwa perubahan parameter desain atau kondisi operasional pada variasi ini berdampak pada besarnya momen puntir yang harus ditanggung oleh poros, yang terlihat dari intensitas warna kontur kecepatan fluida di area *inlet* dan *outlet*[17]. Evaluasi terhadap Gambar 7 sangat penting untuk memastikan bahwa poros tetap memiliki faktor keamanan yang cukup saat menghadapi fluktuasi beban puntir pada kondisi kerja yang berbeda.



Gambar 7: Hasil Simulasi Momen Puntir Poros *Impeller* Variasi 2

Analisis pada Variasi 3 melalui Gambar 8 memberikan gambaran mengenai pengaruh desain impeller terhadap efisiensi transfer energi kinetik menjadi energi tekanan yang berkorelasi langsung dengan beban momen puntir poros. Visualisasi simulasi menunjukkan adanya konsentrasi aliran pada area tertentu di dalam rumah pompa yang menandakan respons poros terhadap beban dinamis fluida secara *real-time*. Dengan membandingkan hasil pada Gambar 8 terhadap variasi lainnya, dapat ditarik kesimpulan mengenai efektivitas desain poros dalam menahan beban puntir maksimal tanpa mengalami kegagalan struktural atau deformasi plastis.



Gambar 8: Hasil Simulasi Momen Puntir Poros *Impeller* Variasi 3

### 3.5. Hasil Analisa Momen Puntir Poros *Impeller*

Berdasarkan data pada Tabel 5, terlihat adanya perbedaan antara hasil perhitungan empiris momen puntir sebesar 30,85 Nm dengan hasil simulasi pada berbagai variasi jumlah sudu (*blade*). Pada variasi 3 *blade*, nilai simulasi sebesar 30,65 Nm dinyatakan memenuhi kriteria karena berada di bawah nilai acuan perhitungan. Namun, pada variasi 4 *blade* (31,55 Nm) dan 5 *blade* (33,07 Nm), hasil simulasi menunjukkan nilai yang lebih tinggi dari perhitungan empiris sehingga dikategorikan tidak memenuhi kriteria beban puntir yang direncanakan. Peningkatan nilai momen puntir seiring bertambahnya jumlah sudu menunjukkan bahwa hambatan fluida dan beban kerja pada poros semakin besar ketika luas permukaan kontak sudu meningkat.

Tabel 5: Hasil Analisa Momen Puntir Poros *Impeller*

No	Variasi	Hasil Perhitungan Empiris Momen Puntir (Nm)	Hasil Simulasi Momen Puntir (Nm)	Keterangan
1	3 Blade	30,85 Nm	30,65 Nm	Memenuhi
2	4 Blade	30,85 Nm	31,55 Nm	Tidak Memenuhi
3	5 Blade	30,85 Nm	33,07 Nm	Tidak memenuhi

Meskipun beberapa variasi tidak memenuhi kriteria beban puntir acuan, analisis pada Tabel 6 menunjukkan bahwa seluruh variasi tersebut masih berada dalam batas tegangan izin yang dihitung aman tegangan izin poros.

Berdasarkan data tersebut, secara empiris adalah sebesar 60,89 Nm, sementara nilai simulasi tertinggi pada variasi 5 blade hanya mencapai 33,07 Nm. Hal ini mengindikasikan bahwa poros *impeller* memiliki faktor keamanan yang cukup tinggi, di mana beban puntir yang dihasilkan oleh aliran fluida pada variasi 3, 4, maupun 5 *blade* secara keseluruhan masih jauh di bawah kapasitas maksimum tegangan yang mampu ditahan oleh material poros[18].

Tabel 6: Hasil Analisa Momen Tegangan Izin Poros *Impeller*

No	Variasi	Hasil Perhitungan	Hasil Simulasi	Keterangan
		Empiris	Momen	
		Tegangan izin(Nm)	Puntir (Nm)	
1.	3 Blade	60,89 Nm	30,65 Nm	Memenuhi
2.	4 Blade	60,89 Nm	31,55 Nm	Memenuhi
3.	5 Blade	60,89 Nm	33,07 Nm	Memenuhi

#### 4.0 KESIMPULAN

Berdasarkan hasil simulasi momen puntir, terdapat korelasi antara jumlah sudu dengan besarnya beban torsi yang diterima oleh poros. Pada variasi pertama dengan penggunaan 3 buah sudu, nilai torsi poros impeller tercatat sebesar 30,65 Nm. Nilai ini mengalami peningkatan pada variasi kedua dengan 4 buah sudu yang menghasilkan torsi sebesar 31,55 Nm, serta pada variasi ketiga dengan 5 buah sudu yang mencapai nilai tertinggi sebesar 33,07 Nm. Peningkatan beban torsi seiring bertambahnya jumlah sudu menunjukkan adanya hambatan fluida yang lebih besar, namun variasi pertama dengan 3 buah sudu dianggap sebagai pilihan paling optimal untuk sistem waterjet karena memiliki nilai torsi yang paling rendah sehingga risiko kerusakan mekanis pada poros dapat diminimalisir.

Meskipun terdapat perbedaan nilai torsi pada setiap variasi, seluruh hasil simulasi menunjukkan bahwa ketiga desain tersebut masih berada dalam batas aman operasional. Jika mengacu pada perhitungan tegangan izin poros sebesar 60,89 Nm, maka variasi 1, 2, dan 3 dinyatakan memenuhi kriteria keamanan teknis. Hal ini dikarenakan nilai torsi maksimum yang dihasilkan, yaitu 33,07 Nm pada variasi 5 sudu, masih jauh di bawah ambang batas tegangan izin material yang ditetapkan sebesar 60,89 Nm. Dengan demikian, secara struktural poros mampu menahan beban puntir dari ketiga variasi jumlah sudu tersebut tanpa mengalami kegagalan fungsi.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] S. Jatmiko and S. Jokosisworo, “ANALISA KEKUATAN PUNTIR DAN KEKUATAN LENTUR PUTAR POROS BAJA ST 60 SEBAGAI APLIKASI PERANCANGAN BAHAN POROS BALING-BALING KAPAL”.
- [2] A. Alfendry and U. Budiarto, “Analisa Penerapan Diesel Waterjet Propulsion (DWP) Dan Electrical Waterjet Propulsion (EWP) Ditinjau Dari Konsumsi BBM Pada Kapal Patroli Imigrasi 14 Meter”.
- [3] I. Siregar and S. Lubis, “ANALISA PENGARUH SUDUT SUDU IMPELLER PADA UNJUK KERJA BLOWER SENTRIFUGAL,” 2020.
- [4] G. Ranggatama, “Analisis Perancangan Pompa Sentrifugal pada Perancangan Shower Tester Booth di PT X,” *J. Tek. Mesin*, vol. 9, no. 1, p. 88, Oct. 2020, doi: 10.22441/jtm.v9i2.4921.
- [5] H. Hasdiansah, M. Stevanus Seva, M. Oktavianto, W. Ahadiatullah, Muhammad Ahlan Maulidiansyah, and T. Viniolita, “Analisis Variasi Type Blade Impeller Produk 3d Printing Dengan Filamen St-Pla Pada Waterjet Thruster Mini Terhadap Performa Daya Dorong Dengan Metode Taguchi,” *J. Inov. Teknol. Terap.*, vol. 2, no. 2, pp. 505–511, Aug. 2024, doi: 10.33504/jitt.v2i2.229.
- [6] F. Kalbuadi and H. A. Kurniawati, “Desain Amphibious High Speed Ambulance Craft (HSAC) sebagai Penunjang Fasilitas Kesehatan di Kepulauan Raja Ampat,” *J. Tek. ITS*, vol. 9, no. 2, pp. G157–G163, Feb. 2021, doi: 10.12962/j23373539.v9i2.57254.
- [7] Suardi, Alamsyah, M. U. Pawara, W. Setiawan, and A. N. Ramadana, “Kajian Eksperimental terhadap Sifat Kekuatan Tarik Material pada Poros Baling-Baling Kapal,” *J. Ris. Teknol. Terap. Kemaritiman*, vol. 2, no. 2, pp. 61–66, Dec. 2023, doi: 10.25042/jrt2k.122023.03.
- [8] L. L. A. Nisa’ and S. Aritonang, “META ANALISIS PENGGUNAAN WATERJET PADA SISTEM PROPULSI KAPAL,” *Citz. J. Ilm. Multidisiplin Indones.*, vol. 2, no. 2, pp. 294–299, May 2022, doi: 10.53866/jimi.v2i2.79.
- [9] N. R. Arini, D. Ramadhani, L. Diana, and R. R. Reivanda, “Modifikasi Sudut Masuk Impeller Pompa Sentrifugal Untuk Mengurangi Efek Kavitasi,” *J. Appl. Civ. Eng. Infrastruct. Technol.*, vol. 6, no. 1, pp. 30–35, Mar. 2025, doi: 10.52158/jaceit.v6i1.984.
- [10] M. A. Wahid and K. Muzaka, “OPTIMASI GAYA DORONG WATERJET UNTUK KAPAL IKAN DENGAN METODE TAGUCHI,” vol. 7, 2025.
- [11] M. Seva, Z. Kurniawan, and H. Hasdiansah, “Optimasi Karakteristik Komponen Waterjet thruster terhadap Gaya Dorong Menggunakan Metode Taguchi,” *J. Inov. Teknol. Terap.*, vol. 2, no. 2, Aug. 2024, doi: 10.33504/jitt.v2i2.145.
- [12] M. Oktavianto, B. Rollastin, and H. Hasdiansah, “Optimasi Variasi Jumlah Blade Inlet Turbo dan Outlet Turbo Terhadap Gaya Dorong Pada Prototype Waterjet Thruster Produk 3D Printing Menggunakan Metode Taguchi,” *J. Inov. Teknol. Terap.*, vol. 2, no. 1, pp. 24–30, Feb. 2024, doi: 10.33504/jitt.v2i1.146.
- [13] Thala Viniolita, H. Hasdiansah, and Z. S. Suzen, “Optimasi Variasi Jumlah Blade Inlet Turbo Pada Waterjet Thruster Mini Produk 3D Printing Dengan Filamen ST PLA Terhadap Gaya Dorong Menggunakan Metode Taguchi,” *J. Inov. Teknol. Terap.*, vol. 2, no. 1, pp. 15–23, Feb. 2024, doi: 10.33504/jitt.v2i1.139.
- [14] M. A. Siregar, W. S. Damanik, and Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara,

- “Pengaruh Variasi Sudut Keluar Impeler Terhadap Performance Pompa Sentrifugal,” *J. Rekayasa Mater. Manufaktur Dan Energi*, vol. 3, no. 2, pp. 166–174, Sept. 2020, doi: 10.30596/rmme.v3i2.5278.
- [15] A. A. Machfud, R. A. Cahyapala, and A. F. Nurrahman, “STUDI COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS (CFD) UNTUK MENDIAGNOSA KEGAGALAN POMPA INJEKSI AIR,” *J. Rekayasa Mesin*, vol. 16, no. 1, pp. 507–520, June 2025, doi: 10.21776/jrm.v16i1.2131.
- [16] W. M. Rumaherang, J. Louhenapessy, M. F. Noya, and C. S. Tupamahu, “STUDI EKSPERIMENTAL PERFORMANCE KAVITASI WATERJET PROPULSI,” 2021.
- [17] E. L. Tahalele, C. A. Kesaulia, and M. G. Firmansyah, “STUDI PENGARUH KECEPATAN PUTAR IMPELLER TERHADAP PERFORMANCE MODEL WATERJET PROPULSOR,” *J. Tek. Mesin Elektro Inform. Kelaut. Dan Sains*, vol. 4, no. 1, pp. 108–118, June 2024, doi: 10.30598/metiks.2024.4.1.108-118.
- [18] M. Idris *et al.*, “Water flow simulation in a pelton turbine bucket with variable bucket dimensions using computational fluid dynamic,” *JTTM J. Terap. Tek. Mesin*, vol. 4, no. 2, pp. 207–214, Oct. 2023, doi: 10.37373/jttm.v4i2.633.