

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Hasil Perhitungan Sistem Ballast

4.1.1 Hasil Perhitungan Kebutuhan Ballast

Perhitungan momen korelasi digunakan untuk menentukan momen pengembali (*righting moment*) yang bekerja pada kapal saat mengalami kemiringan. Hal ini bertujuan untuk tujuan mengetahui seberapa besar kemampuan kapal untuk kembali ke posisi semula setelah mengalami gaya luar yang menyebabkan kapal miring. Rumus untuk momen korelasi (pengembali) dapat dilihat dari Persamaan (1).

$$RM = \Delta \times GZ \quad \dots(1)$$

Keterangan:

RM = Gaya yang berusaha mengembalikan kapal ke posisi tegak

Δ = Berat total kapal yang dipindahkan oleh air laut (ton)

GZ = Lengan momen pengembali yaitu jarak horizontal antara garis gaya berat (melalui titik G) dan garis gaya apung (melalui titik B) saat kapal miring

Berdasarkan hasil analisis hidrostatis menggunakan perangkat lunak Maxsurf Modeller, diperoleh nilai momen pengembali sebesar 98,475 ton·m pada kondisi sudut kemiringan 1°. Nilai tersebut digunakan sebagai acuan dalam menentukan kebutuhan momen penyeimbang yang harus dihasilkan oleh sistem ballast aktif. Perhitungan kebutuhan massa ballast dilakukan dengan mengasumsikan bahwa momen penyeimbang dihasilkan oleh perpindahan massa air ballast dari sisi kiri ke sisi kanan kapal. Hubungan antara momen penyeimbang ballast dan massa ballast dinyatakan pada Persamaan (2)

$$RM = W_b \times d$$
$$W_b = \frac{RM}{d} \quad \dots(2)$$

Keterangan:

RM = Momen yang ingin dilawan

Wb = Berat air *ballast* yang dipindahkan dari satu sisi ke sisi lain

d = Jarak efektif antara *centroid* tangki kiri dan kanan, yaitu lengan gaya dari massa *ballast* terhadap sumbu tengah kapal (*centerline*)

Pada penelitian ini digunakan jarak efektif perpindahan ballast sebesar 8 m yang disesuaikan dengan posisi geometris tangki ballast pada lambung kapal. Berdasarkan parameter tersebut, kebutuhan massa ballast dihitung sebagai berikut:

$$Wb = \frac{98,475 \text{ ton m}}{8 \text{ m}}$$

$$Wb = 12,3094 \text{ ton}$$

Nilai tersebut menunjukkan bahwa diperlukan perpindahan massa ballast sekitar 12,31 ton untuk menghasilkan momen penyeimbang yang setara dengan momen pengembali kapal pada kondisi kemiringan 1°. Setelah diperoleh massa ballast, dilakukan perhitungan volume ballast untuk menentukan kapasitas fluida ballast yang diperlukan di dalam tangki. Perhitungan volume ballast dilakukan menggunakan hubungan antara massa dan densitas fluida sebagaimana ditunjukkan pada Persamaan (3).

$$V_b = \frac{W_b}{\rho} \quad \dots(3)$$

Keterangan:

Vb = Volume *ballast*

ρ = Densitas air laut (1025 kg/m³)

Perhitungan volume *ballast* dapat dilakukan karena telah mengetahui parameternya. Parameter yang diketahui adalah berat air *ballast* sebesar 12,3094 ton. Perhitungan volume *ballast* dapat dilihat berdasarkan Persamaan (3).

$$V_b = \frac{12,3094 \text{ ton}}{1025 \text{ kg/m}^3}$$

$$V_b = 12,009 \text{ m}^3$$

4.1.2 Hasil Perhitungan Kebutuhan Pompa

Perhitungan debit pompa dilakukan untuk menentukan laju aliran air yang diperlukan agar proses pengisian atau pengosongan tangki *ballast* dapat diselesaikan sesuai waktu yang ditargetkan. Perhitungan ini mempertimbangkan volume air *ballast* yang harus dipindahkan serta durasi operasi yang diinginkan, sehingga pompa yang digunakan mampu bekerja secara efisien. Rumus yang digunakan untuk mencari debit pompa dapat dilihat pada Persamaan (4).

$$Q = \frac{V_b}{t} \quad \dots(4)$$

Keterangan:

Q = Debit pompa (m³/s atau m³/h)

V_b = Volume air *ballast* yang harus dipindahkan

t = Waktu target koreksi kemiringan

Perhitungan debit pompa dapat dilakukan karena telah mengetahui parameternya. Parameter yang diketahui adalah volume air *ballast* sebesar 12,3094 m³ dan waktu pengisian tangki selama 10 menit atau 0,1667 jam. Berdasarkan Persamaan (4), perhitungan debit pompa dapat dilihat sebagai berikut.

$$Q = \frac{12,3094 \text{ m}^3}{0,1667 \text{ jam}}$$
$$Q = 73,8415 \text{ m}^3/\text{h}$$
$$Q = 0,02 \text{ m}^3/\text{s}$$

Perhitungan daya pompa bertujuan untuk menentukan besarnya daya hidrolis (P) yang dibutuhkan agar pompa dapat memindahkan air dengan laju aliran tertentu (Q). Perhitungan ini mempertimbangkan perbedaan tinggi tekanan atau head (H) yang ada dalam sistem untuk memastikan pompa bekerja sesuai kebutuhan. Rumus yang digunakan untuk menghitung daya pompa ini ditampilkan pada Persamaan (5).

$$P = \frac{\rho \times g \times Q \times H}{\eta} \quad \dots(5)$$

Keterangan:

ρ = Densitas air laut (kg/m^3)

g = Percepatan gravitasi (9.81 m/s^2)

Q = Debit air (m^3/s)

H = Total *head* (m), termasuk head statik dan kehilangan gesekan pada pipa

η = Efisiensi pompa (umumnya 0,7 untuk pompa sentrifugal)

Perhitungan daya pompa dapat dilakukan karena telah mengetahui parameternya. Parameter yang diketahui adalah debit pompa sebesar $73,8410 \text{ m}^3/\text{h}$, total head sebesar 15 m, dan efisiensi pompa sebesar 0,7. Nilai total *head* (H) sebesar 15 m ini merupakan input desain yang didasarkan pada perhitungan perpipaan terpisah. Nilai ini merepresentasikan total hambatan yang harus dilawan pompa, yang terdiri dari *head* statis (perbedaan ketinggian vertikal antara tangki dan titik pembuangan) serta *head* dinamis (total kerugian gesekan atau *friction losses* di sepanjang pipa, belokan, dan katup yang digunakan dalam sistem) Perhitungan daya pompa dapat dilihat sebagai berikut.

$$P = \frac{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 0,02 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 15 \text{ m}}{0,7}$$

$$P = 4313 \text{ Watt}$$

$$P = 4,313 \text{ kW}$$

Berdasarkan hasil tersebut, sistem ballast otomatis memerlukan pompa dengan kebutuhan daya minimum sekitar 4,31 kW untuk melakukan koreksi kemiringan kapal sebesar 1° dalam waktu 10 menit. Berikut perhitungan untuk kemiringan $0,5^\circ$ - 2° ditampilkan pada Tabel IV-1.

Tabel IV-1 Perhitungan Daya Berdasarkan Kemiringan Kapal

Kemiringan ($^\circ$)	RM (ton·m)	Wb (ton)	Vb (m^3)	Q (m^3/h)	Pshaft (W)
0,5	49,2375	6,1547	6,0046	36,03	2154

1	98,475	12,3094	12,009	72,04	4309
2	196,95	24,6188	24,018	144,08	8618

Berdasarkan hasil perhitungan, peningkatan sudut kemiringan kapal menyebabkan kebutuhan massa ballast, volume ballast, debit pompa, dan daya pompa meningkat secara linier. Pada kondisi kemiringan 1° , sistem membutuhkan perpindahan ballast sekitar 12,31 ton dengan debit pompa sekitar $72 \text{ m}^3/\text{jam}$ dan kebutuhan daya pompa sebesar 4,31 kW.

4.1.3 Hasil Perancangan Sistem Ballast Otomatis

Sistem *ballast* otomatis dirancang untuk beroperasi secara otomatis guna mengurangi risiko yang timbul akibat kelalaian manusia (*human error*) yang merupakan salah satu faktor utama penyebab kecelakaan kapal. Sistem kontrol otomatis ini terdiri dari tiga komponen utama: sensor, kontroler, dan aktuator. Sebagai sensor detektor oleng, sistem akan menggunakan *Inertial Measurement Unit* (IMU) GY521 yang berfungsi membaca sudut kemiringan kapal (*heel*) secara *real-time*. Setelah data sudut kemiringan diterima, PLC akan membandingkan nilai tersebut dengan batas toleransi (*deadband*) sebesar $\pm 0,2^\circ$. Jika sudut kemiringan melebihi batas tersebut, maka sistem secara otomatis mengaktifkan pompa ballast dan *motor-operated butterfly valve* untuk memindahkan air ballast antar tangki sehingga dihasilkan momen penyeimbang kapal. Sistem pompa dikontrol menggunakan *Variable Frequency Drive* (VFD) agar perpindahan fluida berlangsung lebih stabil dan efisien. Menurut (Fossen, 2011) sistem kontrol berbasis *feedback* banyak digunakan pada kapal untuk menjaga kestabilan gerakan terhadap gangguan gelombang laut.

Pemilihan komponen sistem didasarkan pada hasil perhitungan kebutuhan ballast dan kapasitas pompa. Koreksi kemiringan kapal sebesar 1° membutuhkan perpindahan ballast sekitar 12,31 ton atau setara dengan volume ballast sebesar $12,01 \text{ m}^3$. Agar perpindahan ballast dapat diselesaikan dalam waktu maksimum 10 menit, diperlukan debit aliran sekitar $72 \text{ m}^3/\text{jam}$ dengan kebutuhan daya pompa sebesar 4,31 kW.

Sistem perpipaan dirancang menggunakan pipa DN100 dan dilengkapi *flexible connector*, *sea strainer*, serta *non-return valve* untuk menjaga kestabilan

aliran dan mengurangi risiko kerusakan pompa akibat aliran balik maupun kontaminasi partikel. Menurut Çengel dan Cimbala (2018), penggunaan *strainer* dan *non-return valve* merupakan bagian penting pada sistem perpipaan pompa untuk menjaga kestabilan aliran fluida. Penelitian sebelumnya menunjukkan bahwa sistem ballast aktif mampu membantu mengurangi gerakan rolling kapal hingga sekitar 39,6–41,5% tergantung kondisi operasi dan konfigurasi sistem ballast yang digunakan (Alujević *et al.*, 2020). Oleh karena itu, penerapan sistem ballast otomatis pada KMP Gambolo diharapkan mampu meningkatkan stabilitas kapal sekaligus mendukung pemanfaatan energi tambahan dari sistem OWC-*Wells Turbine*.

4.1.4 Hasil Simulasi Daya Input Pneumatik

Perhitungan daya input pneumatik pada *duct* OWC dilakukan untuk mengetahui besarnya energi aliran udara yang dihasilkan akibat fenomena *sloshing* di dalam tangki ballast. Perhitungan ini menggunakan parameter kecepatan aliran udara dan tekanan hasil simulasi CFD pada sistem OWC. Persamaan daya input pneumatik ditunjukkan pada Persamaan (6).

$$P_{in} = \left(dP + \frac{\rho v^2}{2} \right) \times A \times v$$

$$P_{in} = \frac{1}{2} \times \rho_{air} \times A \times v^3 + dP \times A \times v \quad \dots(6)$$

Keterangan:

P_{in} = Daya masuk ke *duct*

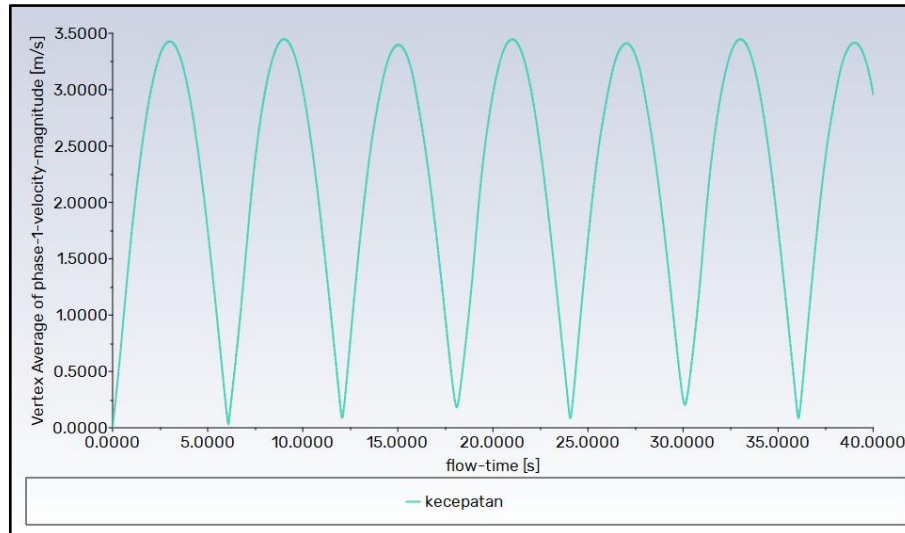
ρ_{air} = Densitas udara

A = Luas penampang *duct*

v = Kecepatan aliran angin

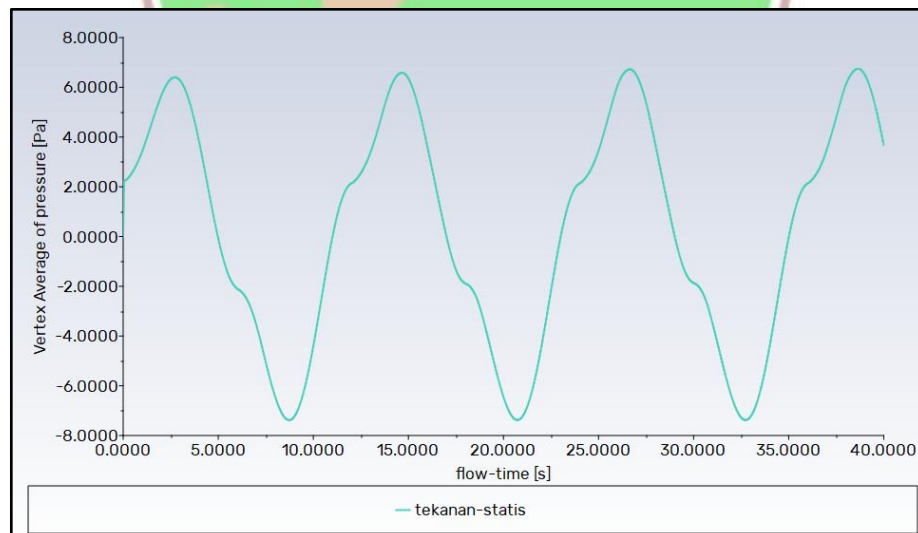
dP = Tekanan statis

Hasil simulasi CFD menggunakan Ansys digunakan untuk menganalisis karakteristik aliran udara di dalam *duct* OWC, terutama distribusi kecepatan dan tekanan udara yang dihasilkan akibat osilasi fluida di dalam tangki ballast.



Gambar IV-1 Simulasi Kecepatan dalam *Duct* OWC

Gambar IV-1 menunjukkan distribusi kecepatan udara (*phase-1 air velocity*) di dalam *duct* OWC akibat fenomena *sloshing*. Hasil simulasi menunjukkan bahwa aliran udara bersifat osilatif dengan kecepatan maksimum mencapai sekitar 3,4 m/s dan periode osilasi sekitar 12 detik. Pola osilasi tersebut mengikuti gerakan naik turun muka air di dalam tangki ballast sehingga menghasilkan aliran udara bolak-balik pada sistem OWC.



Gambar IV-2 Simulasi Tekanan dalam *Duct* OWC

Gambar IV-2 menunjukkan distribusi tekanan udara di dalam *duct* OWC selama proses osilasi. Tekanan udara mengalami fluktuasi periodik antara fase tekanan positif (*exhalation*) dan tekanan negatif (*inhalation*) dengan periode sekitar

12 detik. Hasil simulasi menunjukkan tekanan maksimum sekitar +6,4 Pa dan tekanan minimum sekitar -7,4 Pa. Pola tekanan osilatif tersebut menjadi sumber energi pneumatik yang dimanfaatkan untuk menggerakkan turbin *Wells*. Menurut Falcão (2010), performa sistem OWC dipengaruhi oleh karakteristik tekanan osilatif dan debit aliran udara yang dihasilkan oleh gerakan kolom air di dalam *chamber*. Fluktuasi tekanan tersebut menghasilkan energi pneumatik yang kemudian dikonversi menjadi energi mekanik oleh turbin udara

Perhitungan berikut bertujuan untuk menentukan besarnya daya input pneumatik yang tersedia di dalam *duct* OWC. Data input utama untuk kalkulasi ini diambil dari hasil simulasi yang telah dianalisis sebelumnya, yaitu nilai tertinggi kecepatan angin dan tekanan. Perhitungan daya didasarkan kedua parameter tersebut menggunakan Persamaan (6).

$$P_{in} = \left(\frac{1}{2} \times 1,225 \frac{kg}{m^3} \times 3,14 \times (0,3 m)^2 \times \left(3,4 \frac{m}{s} \right)^3 \right) + (7,4 Pa \times 3,14 \times (0,3 m)^2 \times 3,4 m/s)$$

$$P_{in} = 13,9 Watt$$

Nilai tersebut menunjukkan bahwa satu unit *duct* OWC mampu menghasilkan daya input pneumatik sekitar 13,9 W berdasarkan hasil simulasi CFD pada kondisi operasi yang dianalisis. Desain sistem pada penelitian ini menggunakan dua unit *duct* OWC yang terhubung dengan dua *chamber* ballast. Oleh karena itu, total daya input pneumatik yang tersedia dihitung sebagai akumulasi dari kedua *duct* yang bekerja secara bersamaan. Hasil tersebut menunjukkan bahwa integrasi sistem ballast dengan teknologi OWC memiliki potensi untuk menghasilkan energi pneumatik tambahan sebesar sekitar 27,8 W pada kondisi simulasi yang digunakan. Namun demikian, nilai tersebut masih merupakan hasil pendekatan numerik awal sehingga validasi eksperimental dan analisis kondisi gelombang aktual masih diperlukan untuk mengetahui performa sistem secara lebih akurat.

4.1.5 Hasil Analisis Kinerja Turbin *Wells* NACA 0025

1. Spesifikasi Turbin

Turbin *Wells* yang digunakan pada penelitian ini menggunakan profil airfoil NACA 0025. Profil NACA 0025 dipilih karena memiliki ketebalan sebesar 25% dari panjang *chord* sehingga mampu meningkatkan kekuatan struktur sudu dan memperbaiki karakteristik *stall* pada kondisi aliran dua arah (*bidirectional flow*). Beberapa penelitian juga menunjukkan bahwa profil NACA 0025 memiliki karakteristik aerodinamika yang lebih stabil dibandingkan profil yang lebih tipis karena memiliki *stall margin* yang lebih baik. (Shehata *et al.*, 2016) melaporkan bahwa penggunaan profil NACA 0025 pada turbin *Wells* mampu menghasilkan performa aerodinamika yang stabil pada kondisi aliran udara osilatif.

Selain itu, beberapa studi numerik menunjukkan bahwa konfigurasi turbin *Wells* dengan 8 sudu menggunakan profil NACA 0025 mampu menghasilkan efisiensi hingga sekitar **60–65%** tergantung kondisi aliran dan geometri turbin. Oleh karena itu, profil NACA 0025 dipilih karena memberikan keseimbangan antara performa aerodinamika, kestabilan aliran, dan efisiensi konversi energi pada sistem OWC-*Wells* Turbine. Spesifikasi profil NACA 0025 dapat dilihat pada Tabel IV-2

Tabel IV-2 Spesifikasi Turbin *Wells* NACA 0025

Spesifikasi	Keterangan
Jenis profil	NACA 0025
Jumlah sudu	8
Diameter rotor	0,6 m
Diameter hub	0,3 m
Panjang <i>chord</i>	0,05 m
Kecepatan putar	150 rpm

2. Hasil Simulasi Torsi Turbin dan Daya *Output* Turbin

Perhitungan torsi turbin dilakukan untuk mengetahui kemampuan turbin dalam menghasilkan gaya puntir akibat aliran udara yang bergerak melalui sistem OWC. Simulasi digunakan untuk memperoleh data gaya yang bekerja pada sudu turbin saat terjadi osilasi udara di dalam tangki ballast. Nilai torsi kemudian

dihitung berdasarkan hubungan antara gaya dan jari-jari turbin menggunakan Persamaan (7).

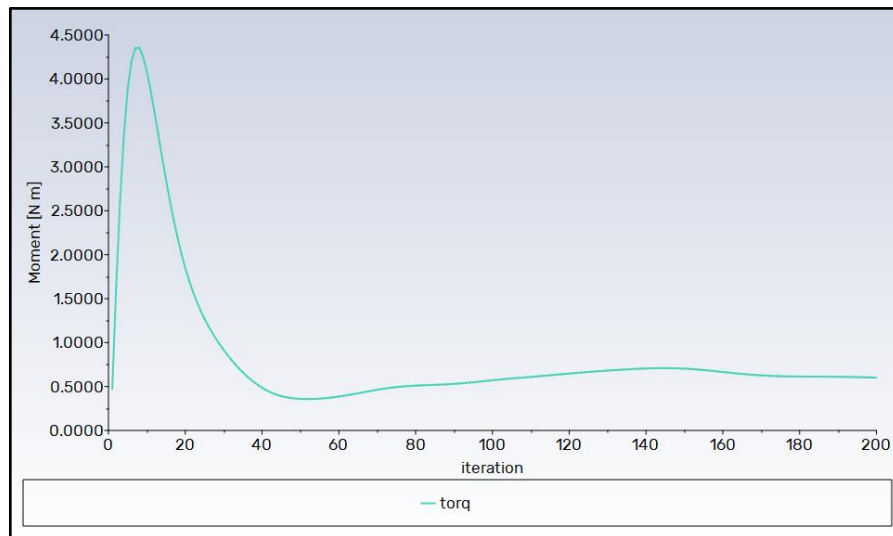
$$T = F \times R \quad \dots(7)$$

Keterangan:

T = Torsi (Nm)

F = Gaya tangensial (N)

R = Jari-jari turbin (m)



Gambar IV-3 Simulasi Torsi Turbin Wells

Gambar IV-3 Simulasi Torsi Turbin Wells menunjukkan hasil simulasi CFD berupa grafik konvergensi torsi (*moment convergence*). Pada awal iterasi terjadi lonjakan nilai torsi hingga sekitar 10,7 N·m akibat proses penyesuaian awal aliran (*initial transient*). Setelah sekitar 60 iterasi, nilai torsi mulai stabil dan konvergen pada nilai sekitar 0,57 N·m. Nilai torsi stabil tersebut digunakan sebagai dasar perhitungan daya turbin.. Kemudian, dilakukan perhitungan untuk mencari kecepatan sudut dari turbin menggunakan Persamaan (8).

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} \quad \dots(8)$$

Keterangan:

N = Kecepatan rotasi turbin (rpm)

Kecepatan sudut menunjukkan seberapa cepat turbin berputar dalam satuan radian per menit. Nilai ini dihitung dari kecepatan putaran turbin yang diketahui

sebesar 100 rpm. Hasil perhitungannya dapat ditentukan menggunakan rumus kecepatan sudut sebagai berikut.

$$\omega = \frac{2 \times 3,14 \times 150 \text{ rpm}}{60} = 15,708 \text{ rad/s}$$

Daya turbin menunjukkan besarnya energi yang berhasil dikonversi dari aliran udara menjadi energi mekanik melalui putaran poros. Nilai daya bergantung pada torsi yang dihasilkan dan kecepatan sudut turbin saat beroperasi. Perhitungan daya turbin *Wells* NACA 0025 dilakukan menggunakan Persamaan (9).

Keterangan:

Pt = Daya turbin (Watt)

ω = Kecepatan sudut (Rad/s)

Daya turbin ditentukan dari torsi yang muncul akibat gaya dorong udara pada setiap sudu. Kecepatan sudut 10,47 rad/s dengan 8 sudu menghasilkan peningkatan energi mekanik seiring kestabilan aliran udara. Nilai daya total diperoleh dari hasil perkalian antara torsi dan kecepatan sudut turbin.

$$Pt = 0,57 \text{ Nm} \times 15,708 \text{ rad/s}$$

$$Pt = 8,964 \text{ Watt}$$

Perhitungan daya satu turbin dalam satu kali osilasi menghasilkan nilai sebesar 8,964 Watt. Sistem kapal memiliki 2 tangki *ballast* yang masing-masing memiliki 1 ruang OWC dengan turbin tersendiri. Total daya keluaran sistem menjadi dua kali lipat dikarenakan kedua sistem saling terintegrasi. Dimana jika salah satu kolom OWC menghisap udara dari luar, maka kolom OWC lainnya akan mengeluarkan udara dengan kecepatan yang sama, total energi yang dihasilkan dalam satu kali osilasi adalah 17,928 Watt.

3. Analisis Efisiensi Sistem OWC-*Wells* Turbine

Setelah menghitung daya optimal turbin, dilakukan perhitungan besarnya efisiensi turbin. Efisiensi turbin didapatkan dari perbandingan antara daya turbin dan daya masuk. Efisiensi turbin dapat dihitung dengan Persamaan (10).

$$\eta_t = \frac{P_t}{P_{in}} \times 100\% \quad \dots(10)$$

Keterangan:

η_t = Efisiensi turbin

Efisiensi turbin menunjukkan perbandingan antara daya keluaran mekanik dan daya masukan dari aliran udara. Nilai efisiensi menggambarkan kemampuan turbin *Wells* NACA 0025 dalam mengubah energi aliran menjadi energi putar. Kecepatan 15,708 rad/s dengan delapan sudu digunakan sebagai acuan dalam perhitungan efisiensi dengan Persamaan (10).

$$\eta_t = \frac{17,928 \text{ Watt}}{27,8 \text{ Watt}} \times 100\% = 64,49\%$$

Efisiensi turbin mencapai 64,49% menunjukkan turbin ini masih berada dalam rentang efisiensi turbin *Wells* pada penelitian sebelumnya. Turbin *Wells* NACA 0025 dengan 8 sudu mampu mengubah lebih dari setengah energi angin bolak-balik yang tersedia sebesar 27,8 Watt menjadi energi mekanik bersih sebesar 17,928 Watt. Daya total yang dihasilkan merepresentasikan konversi energi yang efektif dari sumber angin ke energi mekanik.

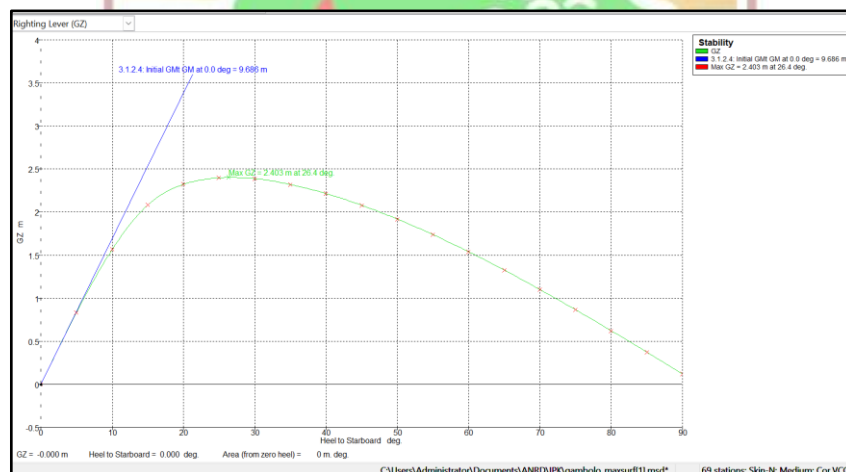
4.2 Analisis Stabilitas Kapal setelah Penambahan Sistem OWC

Analisis stabilitas dilakukan untuk mengevaluasi pengaruh penambahan sistem ballast berbasis *Oscillating Water Column* (OWC) terhadap karakteristik stabilitas transversal kapal KMP Gambolo. Sistem OWC pada penelitian ini menggunakan dua tangki ballast yang dioperasikan pada kondisi pengisian 60% sehingga memungkinkan terjadinya fenomena *sloshing* sebagai bagian dari mekanisme pembangkitan aliran udara pada sistem OWC-*Wells* Turbine. Kondisi muatan (*load case*) disusun menggunakan data *lightship* kapal yang ditambahkan dengan massa ballast dari Tank001 dan Tank002. Analisis stabilitas dilakukan menggunakan perangkat lunak Maxsurf Stability untuk memperoleh kurva stabilitas (*GZ curve*) pada kondisi operasi tersebut.

Tabel IV-3 Analisis Penambahan Sistem Tangki Air *Ballast* Berbasis OWC-*Wells Turbine*

	Item Name	Quantity	Unit Mass tonne	Total Mass tonne	Unit Volume m ³	Total Volume m ³	Long. Arm m	Trans. Arm m	Vert. Arm m	Total FSM tonne.m	FSM Typ
1	Lightship	1	560.000	560.000			22.763	0.000	0.000	0.000	User Sp
2	Tank001	60%	26.147	15.688	25.509	15.306	22.775	-4.810	1.215	0.000	User Sp
3	Tank002	60%	26.147	15.688	25.509	15.306	22.775	4.810	1.215	0.000	User Sp
4	Total Loadcase			591.377	51.019	30.611	22.764	0.000	0.065	0.000	
5	FS correction								0.000		
6	VCG fluid								0.065		

Tabel IV-3 menunjukkan bahwa kondisi simulasi menggunakan konfigurasi dua tangki ballast dengan tingkat pengisian masing-masing sebesar 60%. Kondisi ini merepresentasikan *passive OWC mode* di mana tangki tidak diisi penuh agar permukaan fluida dapat bergerak bebas dan menghasilkan osilasi udara di dalam chamber. Penambahan ballast tersebut menghasilkan total displacement kapal sebesar sekitar 591,377 ton.



Gambar IV-4 Kurva Stabilitas Penambahan Sistem Tangki Air *Ballast* Berbasis OWC-*Wells Turbine*

Hasil kurva stabilitas (*GZ curve*) pada Gambar IV-4 menunjukkan bahwa kapal masih memiliki karakteristik stabilitas transversal yang baik setelah penambahan sistem OWC. Nilai *Initial GM* pada kondisi tersebut sebesar sekitar 9,686 m, sedangkan nilai maksimum *righting arm* (*Max GZ*) mencapai sekitar 2,403 m pada sudut kemiringan sekitar 28,4°. Menurut (Rawson, 2001), nilai GM yang terlalu besar dapat menyebabkan gerakan kapal menjadi terlalu kaku (*stiff ship*), sedangkan penurunan GM dalam batas aman dapat menghasilkan gerakan kapal yang lebih lembut dan nyaman terhadap pengaruh gelombang laut.

(elsevier.com) Perbandingan karakteristik stabilitas kapal sebelum dan sesudah penambahan sistem ballast OWC ditunjukkan pada Tabel 4.3.

Tabel IV-4 Perbandingan Tangki *Ballast* Kosong dan Terisi

No.	Parameter	Tanpa Tangki <i>Ballast</i>	Dengan Tangki <i>Ballast</i>	Keterangan
1	Initial GM (Metacentric Height)	10,133 m	9.649 m	GM menurun setelah ballast diisi. Ini menunjukkan pusat berat (G) naik sedikit, kapal menjadi lebih lembut (<i>less stiff</i>).
2	Max GZ	2,524 m	2.393 m	Nilai GZ maksimum sedikit berkurang (≈ 0.13 m). Artinya kemampuan menegakkan diri sedikit menurun, namun tidak signifikan.
3	Sudut Max GZ	27,3°	26,4°	Titik maksimum GZ bergeser sedikit ke kiri sehingga stabilitas maksimum terjadi lebih awal.
4	Rentang Stabilitas (hingga GZ=0)	$\pm 80^{\circ}-85^{\circ}$	$\pm 80^{\circ}$	Kapal masih memiliki jangkauan stabilitas besar.
5	Area di bawah kurva	Luas	Sedikit berkurang	Energi stabilitas sedikit berkurang, tapi masih sangat baik.

Berdasarkan hasil analisis tersebut, penambahan tangki ballast berbasis OWC menyebabkan penurunan kecil pada nilai *Initial GM* dan *Max GZ*. Nilai *GM* turun dari 10,133 m menjadi sekitar 9,649 m, sedangkan nilai *Max GZ* turun dari 2,524 m menjadi sekitar 2,393 m. Penurunan tersebut menunjukkan adanya kenaikan pusat gravitasi kapal akibat penambahan massa ballast, namun perubahan yang terjadi masih berada pada rentang stabilitas yang aman. Selain itu, kapal masih memiliki rentang stabilitas hingga sekitar $\pm 80^\circ$, yang menunjukkan kemampuan kapal untuk tetap menghasilkan momen pemulih pada sudut kemiringan besar. Area di bawah kurva *GZ* juga hanya mengalami sedikit penurunan sehingga energi stabilitas kapal masih tergolong baik.

Menurut IMO Intact Stability Code (2008), evaluasi stabilitas kapal tidak hanya ditinjau dari nilai *GM* awal, tetapi juga dari karakteristik kurva *GZ*, luas area di bawah kurva, serta rentang stabilitas kapal pada berbagai sudut kemiringan. Secara keseluruhan, hasil analisis menunjukkan bahwa integrasi sistem ballast berbasis OWC-*Wells Turbine* masih mampu mempertahankan karakteristik stabilitas kapal dengan baik. Penambahan tangki ballast memberikan efek gerakan kapal yang lebih lembut terhadap pengaruh gelombang tanpa menyebabkan penurunan signifikan pada kemampuan kapal untuk menegakkan diri kembali (*righting capability*). Namun demikian, pengaruh *free surface effect* dan dinamika *sloshing* terhadap stabilitas kapal pada kondisi gelombang ekstrem masih memerlukan analisis lanjutan menggunakan simulasi gerakan kapal secara dinamis (*seakeeping analysis*).