

# 浮動式大型離岸風機系統於極端陣風條件下之動態分析

吳庭君<sup>1\*</sup> 蘇煒年<sup>2</sup> 黃金域<sup>3</sup>

## 摘要

本研究參考DTU 10 MW參考風機與LIFES50+ OO-star半潛式浮動載台之計算模型，以及參考IEC 61400-3-2的極端運轉陣風風況模型，並應用NREL FAST v8.16進行動態載重計算，再由主軸與轉向軸承的極限載重結果進行動態分析。根據計算結果顯示，EOG風況的風速驟變特性，使得風機轉速變化在短時間內相當不穩定，造成極限載重計算結果皆有發生過轉速的情況。主軸與轉向軸承零組件受到切出風速的極端陣風影響下，皆發生極限彎矩載重案例，而受到與載台縱移與縱搖自然週期接近的陣風週期影響，分別使主軸與轉向軸承發生最大推力及軸向力的載重案例，並影響發電量最大達到34.6%。建議國內未來開發浮動載台時，應特別針對浮動載台縱搖運動方向之特性，進行結構設計與穩度調控，尤其是未來風機大型化後，浮動載台自然週期將會增加，更容易受到長週期陣風的影響。

關鍵詞：DTU 10 MW參考風機，LIFES50+ OO-star，半潛式浮動載台，IEC 61400-3-2，極端運轉陣風

## 1. 前言

根據2021年全球風能協會GWEC的全球風能報告(GWEC, 2021)預估，在2050年時，陸域風電與離岸風電的平均容量因數(average capacity factor)將分別達到32~58%與43~60%，其中該報告以2017年英國啟用全世界首座商轉的浮動式離岸風場Hywind Scotland案例進行探討，並指出該風場的平均容量因數在商轉初期就已達到56%，凸顯出浮動式離岸風場更具有綠色能源發展之效益。

浮動式離岸風機(floating offshore wind turbine, FOWT)的零組件主要分為風機系統(rotor nacelle assembly, RNA)、塔架(tower)、浮動載台(floater)與錨鍊系統(mooring system)。在海上運轉時，塔架受到轉子旋轉而激發的振頻，包含輪轂轉動頻率1P (per revolution)與葉尖轉動頻率3P，以及陣風與海浪等外部環境載重影響，使結構產生共振，進而影響運轉壽命。根據Arany *et al.* (2016)的研究與調查成果，各開發商都盡可能將離岸風力發電機的結構自然頻率避開環境(風與波浪)、1P與3P的頻

<sup>1</sup>行政院原子能委員會核能研究所機械及系統工程專案 助理工程師

<sup>2</sup>行政院原子能委員會核能研究所機械及系統工程專案 副工程師

<sup>3</sup>行政院原子能委員會核能研究所機械及系統工程專案 研究員兼組長

\*通訊作者，電話：03-4711400#3341，電郵：[tgwu@iner.gov.tw](mailto:tgwu@iner.gov.tw)

收到日期: 2022年08月01日

修正日期: 2022年12月07日

接受日期: 2022年12月20日

率範圍，以減少共振造成的結構損傷，由該調查結果顯示，環境自然頻率由低至高頻的分布依序為風(0~0.4 Hz)、浪(0.06~1.5 Hz)，其中轉子激發頻率1P與波浪主要發生頻段(0.1~0.3 Hz)最為接近。因此，受波浪影響較大的浮動風機，在設計上就需更加考量風機運動特性之影響評估。

浮動風機因浮動載台的運動自由度較大，而容易在額定運轉狀態中發生過轉速情況，使風機受到較大的氣動推力影響，且同時對浮動載台產生相當大的傾覆力矩(tilt moment)，使縱搖(pitch)或橫搖(roll)角度變化過大(如圖1)，過去為了解決此問題，只能降低額定發電功率，使控制目標設定在額定發電量與疲勞影響程度之間。因此，Christiansen *et al.* (2011)等人為了解決此問題，利用數值模擬將LQR (linear quadratic regulator)控制加入至風機控制器與載台姿態控制器中，並與原有的控制方法結果進行比較，根據研究成果顯示，LQR控制模式可維持發電功率，且同時減少疲勞載重的影響。Stewart *et al.* (2012)、Brodersen *et al.* (2017)與Yang *et al.* (2019)為了有效減少浮動載台縱搖運動反應，將可調式阻尼器(tuned mass damper, TMD)設備配置於浮動風機中，由結果顯示，TMD除了可抑制縱搖運動擺幅外，還有助於浮動風機減少載重的影響。

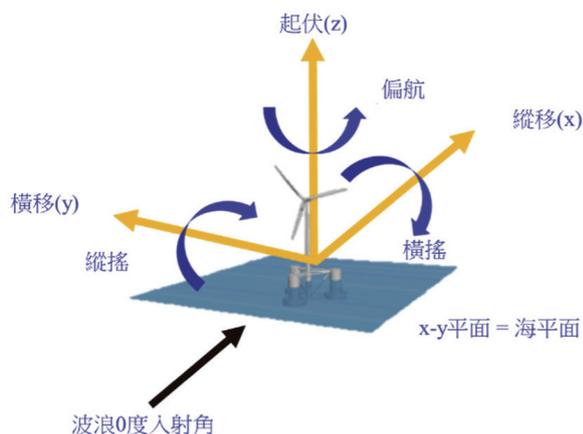


圖1 浮動載台運動自由度

陣風(gust)是一種不利於風力發電機穩定運轉的風況條件，除了影響疲勞載重以外，在短時間內受到極大的風速變化影響下，常造成葉片旋角(blade pitch)控制反應不及，產生較大的推力。Frank *et al.* (2015)利用線性的模型預測控制方法(model-predictive controller, MPC)，作為10 MW級浮動風機的最佳多輸入與多輸出(multiple input-multiple output, MIMO)控制設計概念，並由結果顯示MPC方法可減少極端陣風(extreme operating gust, EOG)風況造成的過轉速情況與減少塔架彎矩的載重。

DTU 10 MW參考風機(reference wind turbine, RWT)模型(Bak *et al.*, 2013)為丹麥科技大學(Technical University of Denmark, DTU)在2013年為了進行風機大型化之動態特性研究所建置的物理模型，提供氣動力設計、零組件規格參數給各學術單位與研究機構進行研究，為目前在公開資訊中，設計參數較為完整與詳細的參考模型，具有相當大的參考價值。

LIFES50+為2018年歐盟針對適用於大於50米水深環境的半潛式(semi-submersible)浮動載台開發計畫(Pegalajar-Jurado, *et al.*, 2018a)，計畫中所參考的浮動風機為DTU 10 MW RWT搭配挪威結構工程與海洋技術顧問公司Olav Olsen所設計的浮動載台。浮動載台主要以混凝土作為其結構主體，最後設計出適用於130米水深海域環境條件之OO-Star Wind Floater載台，進一步提供各研究機構進行水動力模擬與驗證，具備相當完整的驗證數據。

IEC 61400-3-1是目前國際上主要參考的離岸風力發電機設計標準(International Electrotechnical Commission, 2019a)，對於離岸風機在設計上所需參考的環境載重與模擬情境，皆有相當完整的說明與參考依據。

根據過去研究結果顯示，離岸風機除了受環境載重激發的自然振頻影響外，浮動風機

因載台運動自由擺幅較固定式大。因此，不論是利用硬體裝置(TMD)或風機系統與浮動載台穩度最佳化控制方法，其目的皆為減少風機的疲勞、極限載重與運動擺幅。大型離岸風機系統因其重量與高度較過去的離岸風機增加許多，使結構自然頻率下降，在低頻段(長週期)的自然環境載重影響對其更為重要。因此，本研究除了參考IEC 61400-3-1 (International Electrotechnical Commission, 2019a)的設計條件外，更針對IEC 61400-3-2 (International Electrotechnical Commission, 2019b)的特殊EOG風況進行動態載重計算與分析，以比對不同長陣風週期風況對浮動風機的影響，並選用DTU 10 MW RWT與OO-star半潛式載台作為數值模擬之參考模型。

## 2. OO-star半潛式浮動風機計算模型介紹

本研究採用NREL FAST開發的離岸風機動態載重計算軟體v 8.16版，軟體架構與計算理論可參考賴文政等(2019)應用FAST軟體建立NREL 5 MW之介紹與方法。計算模型參數主要包含離岸風機、塔架模型、浮動載台模型、控制器模型與繫纜配置，OO-star半潛式浮動風機如圖2。



圖2 OO-star半潛式浮動風機概念圖 (Pegalajar-Jurado *et al.*, 2018a)

## 2.1 DTU 10 MW參考風機

DTU 10 MW RWT為三葉片形式之設計(圖3)，並採用中速型多段式齒輪變速箱作為傳動與增速之配置。藉由與NREL 5 MW RWT (Jonkman *et al.*, 2009)相比(如表1)，DTU 10 MW參考風機無論是質量、高度、發電量與最大氣動推力等，皆有相當大的差別，其中輪轂高度(hub height)差異為32%，而風機與塔架之總重差異為87%，在額定發電量增加一倍情況下，其物理模型上具有相當大的變化。



圖3 DTU 10 MW離岸風機幾何參考圖 (Bak *et al.*, 2013)

## 2.2 塔架模型

塔架模型在外觀上為上窄下寬的錐形設計(如圖4)，而為了安裝在水平面上11米高度的浮動載台連接段(transition piece)上，Lifes50+計畫(Yu *et al.*, 2018)修改了塔架的高度，將原DTU 10 MW RWT陸域風機塔架長度115.63 m減少11 m，使輪轂高度能維持在119 m高，塔架修改前後參數詳如表2。

## 2.3 浮動載台模型

在FAST軟體計算中，塔架使用柔性體

表1 DTU 10 MW與NREL 5 MW規格比較

Properties	DTU 10 MW	NREL 5 MW
Rated power (MW)	10	5
Configuration	Upwind, 3 blades	Upwind, 3 blades
Drivetrain	Collective pitch	Collective pitch
Cut-in / Rated / Cut-out wind speed (m/s)	4 / 11.4 / 25	3 / 11.4 / 25
Cut-in / Rated rotor speed (rpm)	6 / 9.6	6.9 / 12.1
Rated tip speed (m/s)	90	80
Max. thrust (kN)	約1,500	約750
Rotor / Hub diameter (m)	178.3 / 5.6	126 / 3
Hub height (m)	119	90
Tower height (m)	115.63	87.6
Rotor mass (t)	230.7	110
Nacelle mass (t)	446	240
Tower mass (t)	628.4	347.5
Total mass (t)	1305.1	697.5

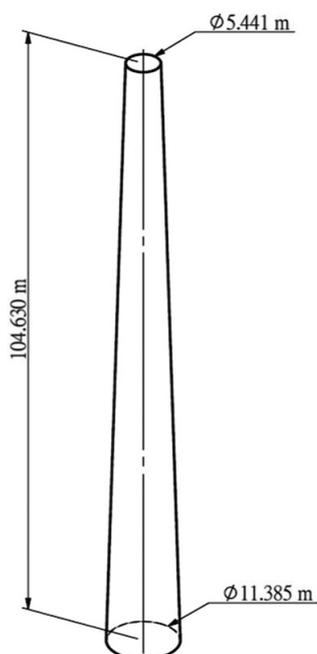


圖4 塔架計算模型圖

表2 DTU 10 MW陸域與浮動式塔架參數對照表

	陸域	浮動式
Tower top OD (m)	5.5	5.441
Tower top t (mm)	20	29
Tower base OD (m)	8.3	11.385
Tower base t (mm)	38	75
Tower length (m)	115.63	104.63

\* OD: Outer diameter, t: Thickness.

(flexible body)模型進行動態計算，而浮動載台考量為剛體(rigid body)模型，並使用勢流理論(Potential flow theory)進行水動力計算，也因此忽略了塔架底部至浮動載台水平面(mean sea level, MSL)這段11米高(如表3)中心柱(central shaft)的結構響應(如圖5)。

在Lifes50+計畫(Pegalajar-Jurado *et al.*, 2018b)中，為了考量浮動載台中心柱對整體計

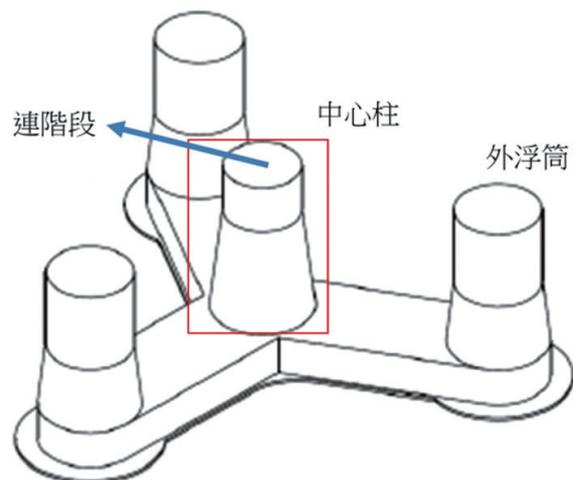
圖5 OO-star浮動載台模型圖 (Yu *et al.*, 2018)

表3 OO-star浮動載台規格

Property	Value
Tower base interface above MSL (m)	11
Draft at equilibrium position with moorings (no thrust) (m)	22
Outer column lower radius (m)	7.9
Outer column upper radius (m)	6.7
Central shaft lower radius (m)	8.1
Central shaft upper radius (m)	6.025

算模型的動態響應影響，將中心柱模型併入至塔架模型底部進行計算，並在水動力計算區域中保留其幾何外型參數。

## 2.4 控制器模型

DTU 10 MW控制器(Hansen *et al.*, 2013)是由部分負載區間(partial load region)和全負載區間(full load region)兩種不同的控制策略組成，但將其控制模式應用至浮動風機上，會有負阻尼的情況發生(Larsen *et al.*, 2007)。Lifes50+計畫(Yu *et al.*, 2018)為了解決負阻尼問題，在DTU 10 MW風機的比例-積分(proportional-integral, PI)控制器中，利用極點安置法(pole-placement method)調整全負載區間的參數，使浮動風機在部份負載區間與全負載區間之間可以平順地來回切換。葉片旋角控制參數調整結果如表4。

表4 全負載區間控制器參數

Basic DTU controller	Value
Generator control switch	Constant torque
Proportional gain of pitch controller (rad/(rad/s))	0.192
Integral gain of pitch controller (rad/rad)	0.009
Differential gain of pitch controller (rad/rad/s <sup>2</sup> )	0
Proportional power error gain (rad/W)	0.4·10 <sup>-8</sup>
Integral power error gain (rad/Ws)	0.4·10 <sup>-8</sup>
Coefficient of linear term in aerodynamic gain scheduling (deg)	198.329
Coefficient of quadratic term in aerodynamic gain scheduling (deg <sup>2</sup> )	693.222
Relative speed for double nonlinear gain	1.3

## 2.5 繫纜配置

繫纜設計是以三條懸鍊(catenary)進行固定，兩條繫纜間的水平夾角為120度(如圖6)，

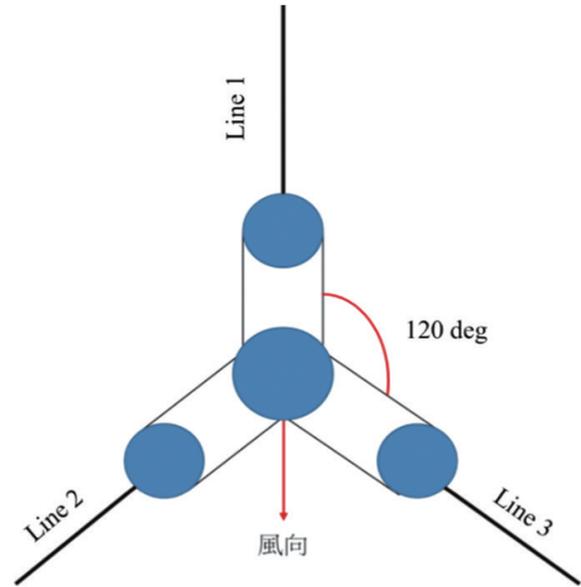


圖6 OO-star繫纜配置上視圖

每條繫纜分為上下兩段，近水面段長度為160 m，近海床段為543 m，兩段繫纜間配有50噸的配重塊(如圖7)，重要繫纜參數請參考表5。

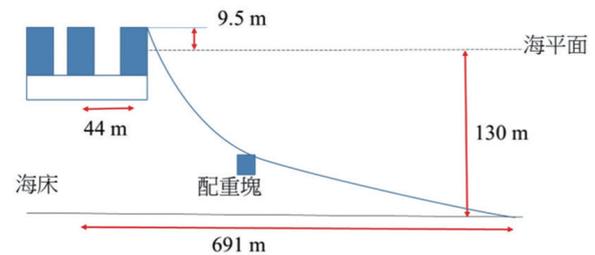


圖7 OO-star繫纜配置側視圖

## 3. 動態載重計算條件與分析

動態載重計算條件主要參考國際離岸風機IEC 61400-3-1 (International Electrotechnical Commission, 2019a)與IEC 61400-3-2 (International Electrotechnical Commission, 2019b)之風況模型與模擬條件。

### 3.1 極端陣風風況

極端陣風EOG風況根據IEC 61400-3-2 (International Electrotechnical Commission, 2019b)陣風週期之設計建議與輪轂高度位置之

表5 繫纜參數

Property	Value
Number of lines	3
Angle between adjacent lines (deg)	120
Equivalent total mass in water of the clump mass (t)	50
Unstretched mooring line length, upper part (m)	118
Unstretched mooring line length, lower part (m)	585
Vertical position of fairleads above MSL (m)	9.5
Radius to anchors from platform centreline (m)	691
Anchor position below MSL (m)	130
Radius to fairleads from platform centreline (m)	44
Initial vertical position of clump mass below MSL (m)	90.45
Initial radius to lump mass from centreline (m)	148.6
Pre tension (N)	$1.67 \cdot 10^6$
Equivalent mass per length in air (kg/m)	375.38
Equivalent weight per length in water (N/m)	3200.6
Extensional stiffness EA (N)	$1.506 \cdot 10^9$
Hydrodynamic added mass coefficient	0.8
Hydrodynamic drag coefficient	2.0
Effective hydraulic diameter of the chain	0.246
Physical chain diameter	0.137

陣風設計參數 $V_{gust}$  (如式1)，進行EOG風況模型建立。

$$V_{gust} = \text{Min} \left\{ \begin{array}{l} 1.35(V_{e1} - V_{hub}); \\ [0.9 \ln(T) + 1.18] \left( \frac{\sigma_1}{1 + 0.1 \left( \frac{D}{\Lambda_1} \right)} \right) \end{array} \right\} \quad (1)$$

其中 $V_{e1}$ 為一年回歸期之十分鐘平均風速， $V_{hub}$ 為輪轂高度位置之十分鐘平均風速， $T$ 為陣風週期， $\sigma_1$ 為擾流強度標準差， $D$ 為轉子直徑， $\Lambda_1$ 為擾流尺度參數。

相較於IEC 61400-3-1設計標準所採用的一般陣風週期10.5 s (International Electrotechnical Commission, 2019a)，IEC 61400-3-2 (International Electrotechnical Commission, 2019b)則建議極端陣風週期可採用1.5倍的浮動風機運動自然週期( $T_{FOWT}$ )作為計算之考量，而運動自然週期為縱移(surge)、橫移(sway)、起伏(heave)、橫搖、縱搖與偏航(yaw)的自由衰減(free decay)週期，本研究針對影響浮動風機運動響應較為重要的縱移、起伏、縱搖與偏航自然頻率進行模擬與分析，浮動風機自然頻率、 $T_{FOWT}$ 與極端陣風週期( $1.5 \times T_{FOWT}$ )參數如表6。

表6 浮動風機自然頻率、週期與極端陣風週期參數

	Natural frequency	$T_{FOWT}$	$1.5 \times T_{FOWT}$
Heave	0.049 Hz	20.41 s	30.62 s
Pitch	0.032 Hz	31.25 s	46.88 s
Yaw	0.0086 Hz	116.28 s	174.42 s
Surge	0.0055 Hz	181.82 s	272.73 s

EOG起始風速條件則選用啟動風速(4 m/s)、額定風速區間( $11.4 \pm 2$  m/s)與切出風速(25 m/s)，風機偏航角度與波浪方向皆為0度(如圖8)，並先給予150秒恆定風速，使數值模型先收斂後才開始受到陣風影響。在模擬時間長度部分，因本研究有4種不同的 $T_{FOWT}$ 時間條件，其陣風風速變化歷時亦不相同，因此本研究統一模擬時間總長度為550秒，使各風況計算結果

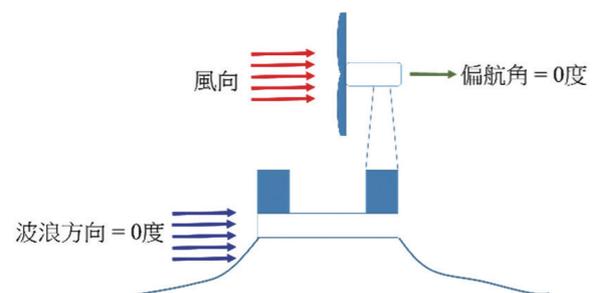


圖8 風機偏航角度與波浪方向0度圖

皆可達到收斂與穩定狀態。風況模型歷時圖與  
 模擬計算條件案例，請分別參考圖9與表7。

### 3.2 海況模擬條件

海況計算條件參考新竹外海浮標資料(吳

表7 模擬計算條件案例

Condition	Simulation time (s)	Wind speed (m/s)	$T_{FOWT}$ (s)	Yaw error (deg)	Wave direction (deg)	Note
1	550	4、9.4、11.4、13.4、25	30.62	0	0	1.5 × Heave NP
2			46.88			1.5 × Pitch NP
3			174.42			1.5 × Yaw NP
4			272.73			1.5 × Surge NP

\*NP: natural period.

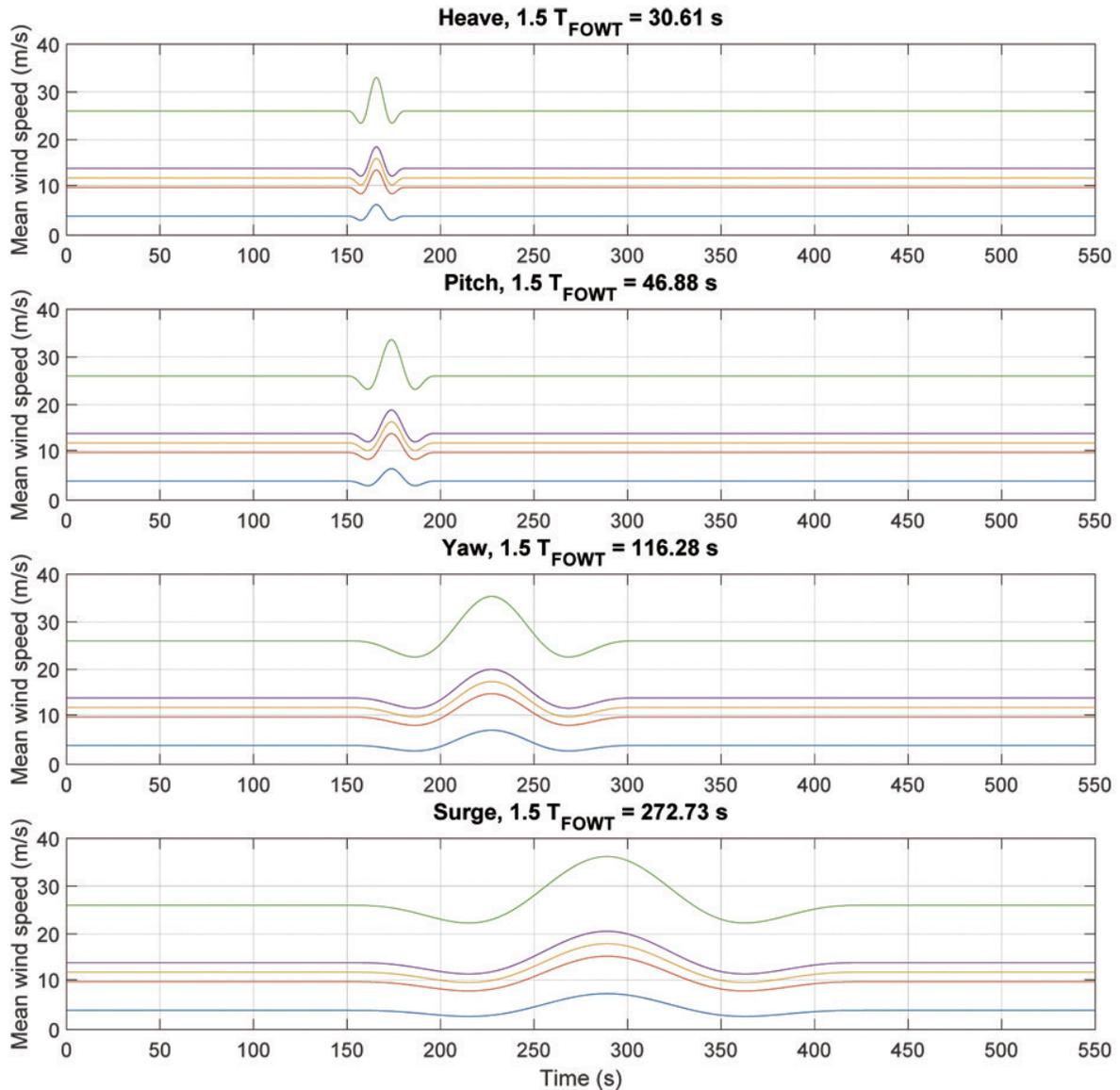


圖9 極端陣風風速歷時圖(曲線由上到下分別為： $V_{hub} = 25、13.4、11.4、9.4、4$  m/s)

庭君等, 2021), 並根據各平均風速下所對應的示性波高(significant wave height)與波浪週期(如圖10), 作為計算對應風速之波高參數使用, 波高計算條件如表8。波浪入射波運動學模型(incident wave kinematics model)使用Pierson-Moskowitz不規則波頻譜。在不調整係覽配置與纜線長度的情況下, 水深條件參考Lifes50+計畫(Yu. et al., 2018)的130 m深度。

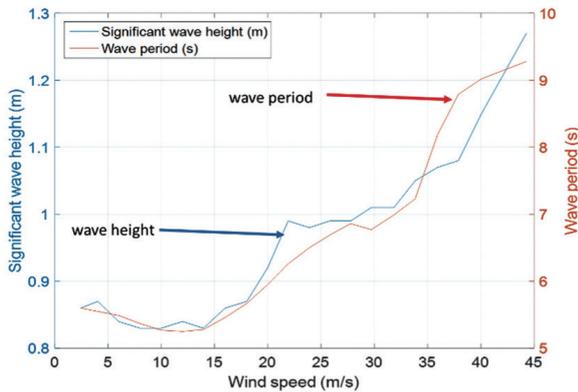


圖10 風速與波高關係(吳庭君等, 2021)

表8 波高計算條件

Mean wind speed (m/s)	Significant wave height (m)	Periods (s)
4	0.87	5.55
9.4	0.83	5.27
11.4	0.84	5.25
13.4	0.83	5.28
25	0.99	6.69

### 3.3 動態載重分析

為比對不同風速與極端陣風週期之風況對浮動風機系統之影響, 本研究分別針對風機系統的主軸之軸向力(axial force)與彎矩(bending moment)和轉向軸承之軸向力與傾覆力矩(tilt moment)進行極限載重分析, 將載重計算結果取絕對值後, 篩選出極限載重計算結果。

主軸載重與座標系統詳如圖11, 軸向力與彎矩之載重座標關係分別為 $F_x$  (即推力)與 $M_y$ , 而座標系不因主軸旋轉(x軸)而改變。轉向軸承

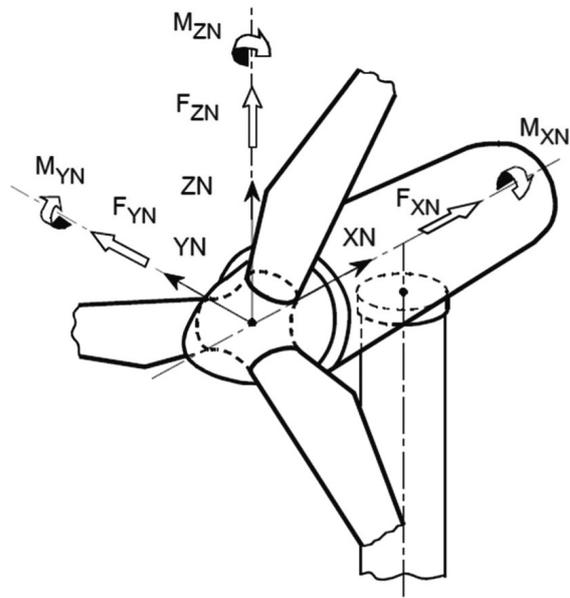


圖11 主軸載重與座標系統 (Germanischer Lloyd, 2010)

載重與座標系統詳如圖12, 軸向力與傾覆力矩之載重座標關係分別為 $F_z$  (即重力)與 $M_y$ , 而座標系統會跟隨著機艙轉向(z軸)而旋轉。

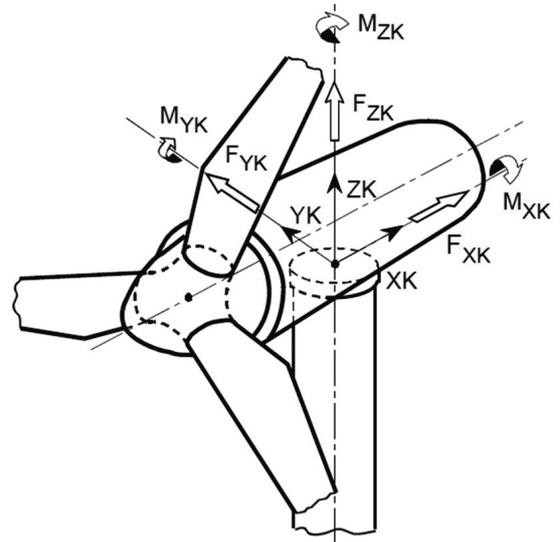


圖12 轉向軸承載重與座標系統 (Germanischer Lloyd, 2010)

## 4. 計算結果與討論

由極限載重計算結果顯示, 主要發生在額定風速與切出風速的計算結果中。主軸極限載重計算結果(Case 1與Case 2)與環境條件分別如

表9與表10。轉向軸承極限載重計算結果(Case 3與Case 4)與環境條件分別如表11與表12。

案例計算結果與討論如下：

Case 1. 主軸軸向力主要為三支葉片所傳遞至輪轂中心的合力，即為氣動力影響浮動風機的主要推力來源。最大的推力計算結果為2,315 kN，造成此結果之條件為174.42 s的陣風週期，與浮動風機縱移運動方向的自然週期(181.82 s)相當接近(請參考表6)，差異約4%。在此情況下，浮動風機受到EOG風況的激發，使浮動載台縱搖運動角度變化較大，對風機系統產生額外的相對速度，導致風機運轉中發生過轉速情況。可由圖13觀察出推力與縱搖運動角度歷時變化之相關性。

Case 2. 主軸彎矩載重主要來自葉片所傳遞

至輪轂中心的合彎矩。最大的彎矩計算結果為20,030 kN·m，其計算條件為272.73 s的陣風週期，最接近浮動風機自然週期的運動方向為縱移方向，其差異為50%。同時由圖14的浮動載台縱移位移歷時變化結果顯示，其變化幅度不大，也與起伏和縱搖運動歷時變化趨勢的相關性不高，此風況對浮動風機的共振影響不大，因此造成最大的My載重結果條件，主要為受到計算條件中最大的切出風速(25 m/s)影響，造成風機在運轉中發生過轉速情況，因而使主軸零組件上產生最大的彎矩。

Case 3. 轉向軸承之軸向力主要來自風機系統的重力與垂直向慣性力，而垂直向慣性力主受浮動風機質量上下擺動所產生的加速度影響。最大的軸向力計算結果為-6,801 kN，其

表9 主軸極限載重計算結果

Case	$F_x$ (kN)	$F_y$ (kN)	$F_z$ (kN)	$M_x$ (kN·m)	$M_y$ (kN·m)	$M_z$ (kN·m)	Note
1	2,315	-62.55	-2,201	10,080	-957.7	3,285	最大推力載重案例
2	649.2	-470.7	-2,158	9,937	20,030	-12,560	最大彎矩載重案例

表10 主軸極限載重計算結果之環境條件

Case	Time (s)	Mean wind speed (m/s)	Rotor speed (rpm)	$1.5 \times T_{\text{FOWT}}$ (s)	Note
1	210.4	11.4	10.53	174.42	$1.5 \times \text{Yaw NP}$
2	287.25	25	10.57	272.73	$1.5 \times \text{Surge NP}$

表11 轉向軸承極限載重計算結果

Case	$F_x$ (kN)	$F_y$ (kN)	$F_z$ (kN)	$M_x$ (kN·m)	$M_y$ (kN·m)	$M_z$ (kN·m)	Note
3	1,847	33.6	-6,801	10,320	2,026	2,859	最大重力載重案例
4	542.2	-655.4	-6,553	12,180	17,880	4,631	最大彎矩載重案例

表12 轉向軸承極限載重計算結果之環境條件

Case	Time (s)	Mean wind speed (m/s)	Rotor speed (rpm)	$1.5 \times T_{\text{FOWT}}$ (s)	Note
3	163.45	11.4	9.81	30.62	$1.5 \times \text{Heave NP}$
4	291	25	10.41	272.73	$1.5 \times \text{Surge NP}$

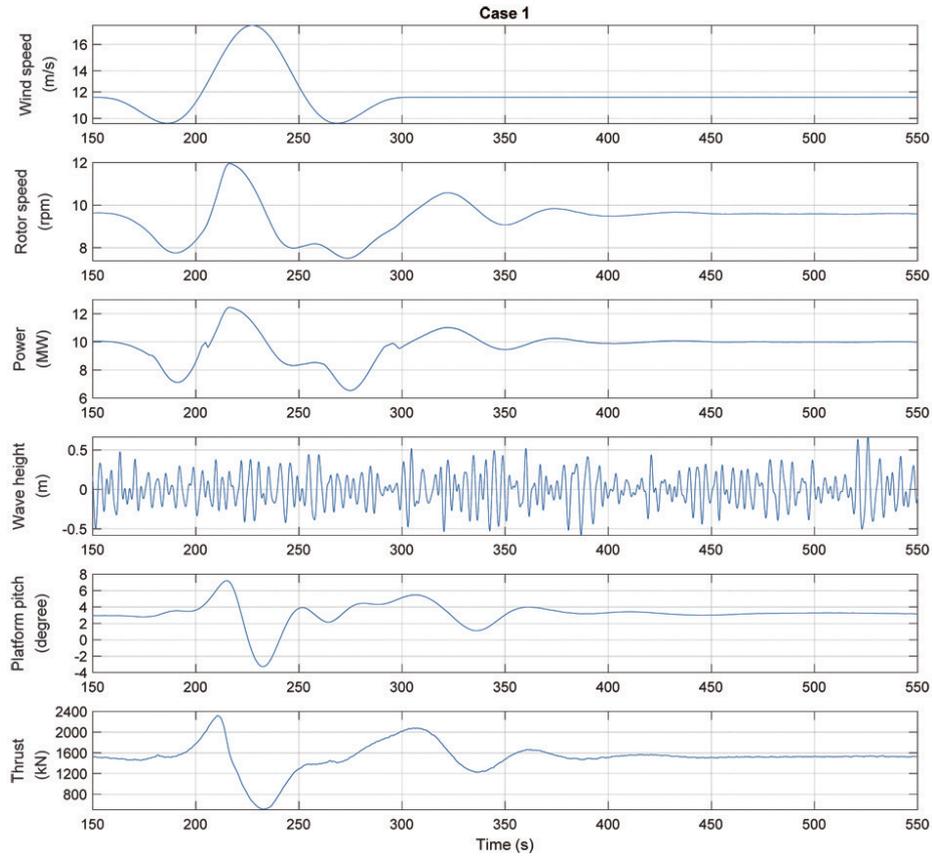


圖 13 主軸最大推力歷時結果與條件

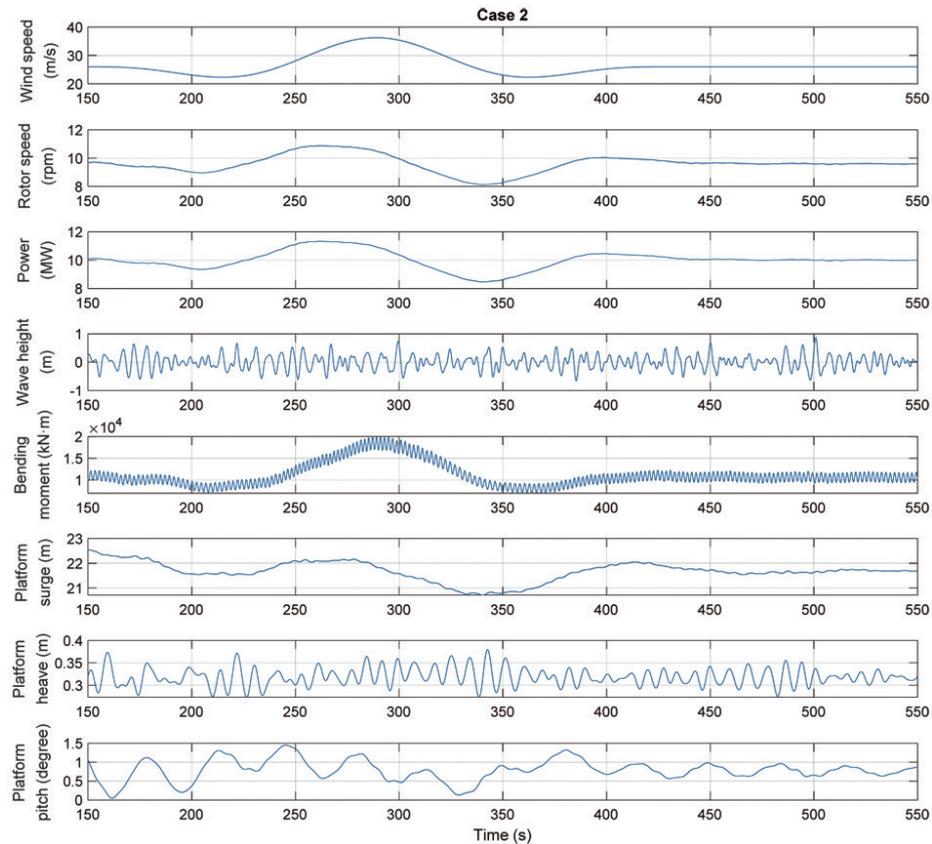


圖 14 主軸最大彎矩歷時結果與條件

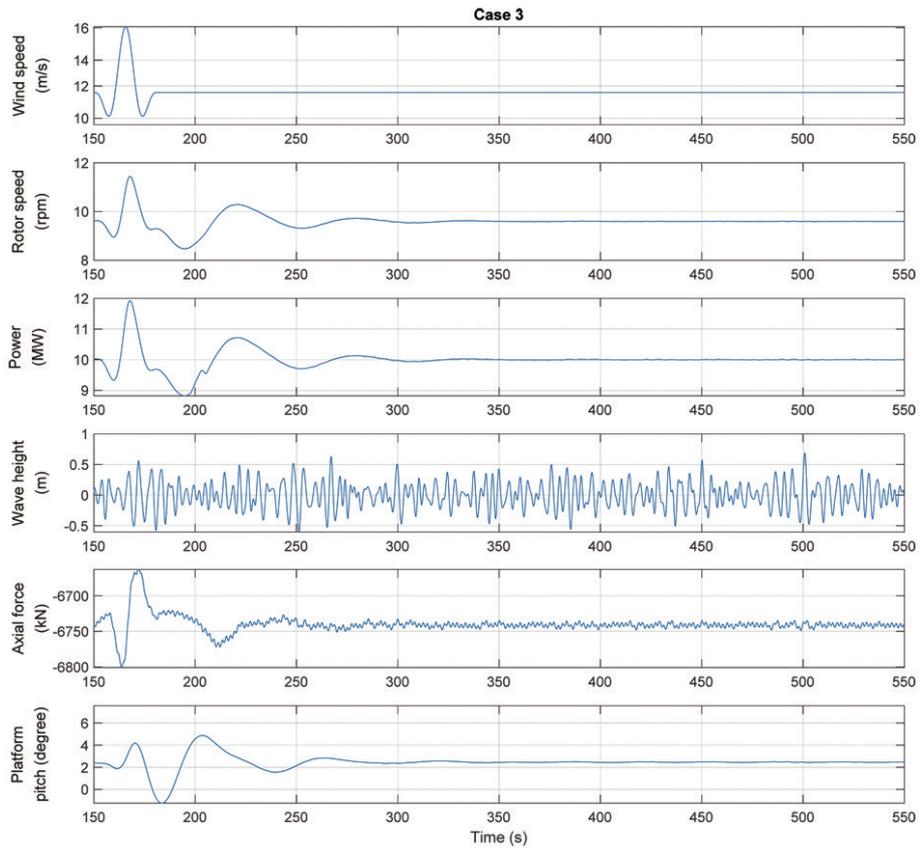


圖15 轉向軸承最大軸向力歷時結果與條件

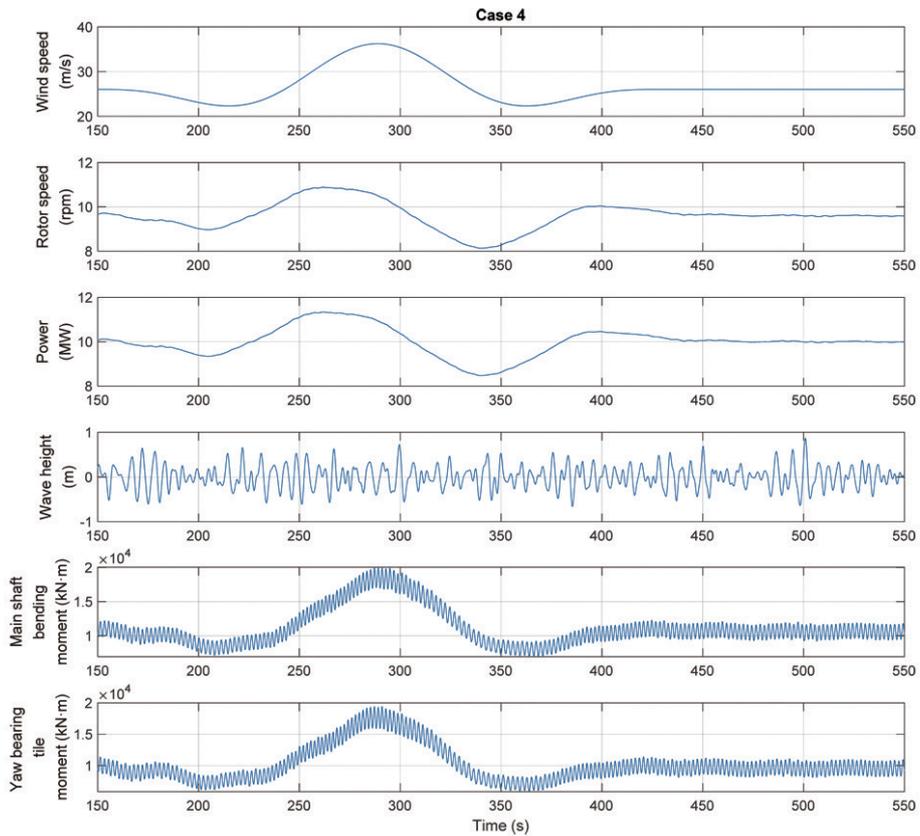


圖16 轉向軸承最大傾覆力矩歷時結果與條件

計算條件為30.62 s的陣風週期，最接近浮動風機自然週期的運動方向為縱搖方向，其差異為1.18%。由圖15的浮動載台縱搖運動角度歷時變化結果顯示，軸向力與縱搖運動趨勢的相關性高，顯示浮動風機受到EOG風況的共振影響，較大的前後運動擺動，使風機系統產生額外的相對速度，使風機在運轉中發生過轉速的情況，因而產生最大的軸向力。

Case 4. 轉向軸承傾覆力矩載重主要來自葉片受氣動力影響後，由葉片傳遞彎矩至主軸桿件上，使轉向軸承產生傾覆力矩。最大的傾覆力矩計算結果為17,880 kN·m，其計算條件為272.73 s的陣風週期，與Case 2為同一計算條件與歷時結果。由表10與表12的時間顯示，主軸與轉向軸承發生最大載重的時間相當接近，因此發生的條件與Case 2同樣為受到相同之高風速氣動力與過轉速情況的條件。傾覆力矩歷時變化如圖16。

根據圖13至圖16的發電量歷時變化結果，彙整出暫態變化中最大與最小的發電量(如表13)。風機受到陣風影響前，發電量皆為額定發電狀態(10 MW)。比對受到陣風影響前後的發電量對風速和波高的趨勢變化關係，其與風速變化關係較大，而與波高變化較無明顯的關係。與額定發電量最大的差異為34.6%，發生的案例為Case 1，其發生條件為額定風速下，受到與浮動風機縱移自然週期相近的陣風週期(174.42 s)，使風機的葉片變槳控制(blade pitch

control)難以維持額定轉速，造成發電量下降幅度較大。而與Case 1同樣為額定風速條件的Case 3，其陣風週期(30.62 s)與浮動風機縱搖自然週期相當接近，但Case 3陣風影響時間較短，約為Case 1的1/6，使得轉速與發電量變化幅度較小。Case 2與Case 4同為切出風速條件下之陣風風況，其風速受到陣風影響後，發生最小之風速皆大於額定風速，對於發電量之影響較Case 1小。

## 5. 結 論

本研究參考DTU 10 MW RWT與LIFES50+ OO-star半潛式浮動載台模型，以及參考IEC 61400-3-1 (International Electrotechnical Commission, 2019a)與IEC 61400-3-2 (International Electrotechnical Commission, 2019b)的EOG風況模型，進行浮動風機動態載重計算與極限載重分析，以探討極端陣風對浮動風機之影響。

根據計算結果顯示，影響風機系統之極限載重的風況皆為額定風速與切出風速，並且風速在一定的時間內連續上升與下降，使得風機的轉速控制，難以在短時間內即時反應與穩定轉速，使得極限載重結果案例皆為風機過轉速情況。

影響主軸與轉向軸承之極限載重的陣風週期，分別與浮動風機的縱移和縱搖自然週期相當接近，因而使浮動載台產生較大的縱搖運動，其中與浮動風機縱移自然週期較接近的陣風週期174.42 s，使主軸產生最大的推力，同時也影響發電量達到最大的差異34.6%，對於浮動載台的穩定度與電網安全皆受到很大的影響。未來風機的大型化，使得結構頻率更低，更容易受到長週期的陣風影響，並隨著大型風場的開發，電力輸出的穩定度亦更加重要。

表13 極端陣風對發電量之影響

Case	最大發電量與額定發電量之差異 (MW / %)	最小發電量與額定發電量之差異 (MW / %)
1	12.46 / 24.60	6.54 / 34.6
2	11.34 / 13.40	8.48 / 15.2
3	11.93 / 19.30	8.82 / 11.8
4	11.34 / 13.40	8.48 / 15.2

## 參考文獻

- 賴文政、吳庭君、蘇煒年與黃金域，2019。  
“整合型離岸風機動態載重模擬軟體平台之開發與應用”，臺灣能源期刊，第六卷，第三期，pp. 241-256。
- 吳庭君、吳彥威、蘇煒年、黃金域與鍾承憲，2021。“DTU 10 MW浮動式離岸風機動態特性分析”，2021台灣風能學術研討會。
- Arany, L., S. Bhattacharya, J.H.G. Macdonald and J. Hogan, 2016. “Closed form solution of eigen frequency of monopile supported offshore wind turbines in deeper waters incorporating stiffness of substructure and SSI”, *Soil Dyn. Earthq. Eng.*, Vol. 83: 18-32.
- Bak, C., F. Zahle, R. Bitsche, T. Kim, A. Yde, L.C. Henriksen, M.H. Hansen, J.P.A.A Blasques, M. Gaunaa and A. Natarajan, 2013. “The DTU 10-MW Reference Wind Turbine”, Danish Wind Power Research.
- Brodersen, M. L., A.-S. Bjørke and J. Høgsberg, 2017. “Active tuned mass damper for damping of offshore wind turbine vibrations”, *Wind Energy*, Vol. 20: 783-796.
- Christiansen, S., T. Knudsen and T. Bak, 2011. “Optimal control of a ballast-stabilized floating wind turbine”, *IEEE International Symposium on CACSD*, pp. 1214-1219. doi:10.1109/CACSD.2011.6044574.
- Germanischer Lloyd, 2010. “Guideline for the Certification of Wind Turbines”, Germanischer Lloyd, Germany.
- GWEC (Global Wind Energy Council), 2021. “GLOBA WIND REPORT 2021”, GWEC, Belgium.
- Hansen, M. and L. C. Henriksen, 2013. “Basic DTU Wind Energy controller”, DTU Wind Energy, Denmark.
- International Electrotechnical Commission, 2019a. “IEC 61400-3-1”, IEC, Switzerland.
- International Electrotechnical Commission, 2019b. “IEC 61400-3-2”, IEC, Switzerland.
- Jonkman, J., S. Butterfield, W. Musial and G. Scott, 2009. “Definition of a 5-MW Reference Wind Turbine for Offshore System Development”, NREL, USA.
- Larsen, T. J. and T. D. Hanson, 2007. “A method to avoid negative damped low frequent tower vibrations for a floating, pitch controlled wind turbine”, *Journal of Physics: Conference Series*, vol. 75: doi: 10.1088/1742-6596/75/1/012073.
- Lemmer, F., S. Raach, D. Schlipf, and P. W. Cheng, 2015. “Prospects of Linear Model Predictive Control on a 10MW Floating Wind Turbine”. Stuttgart Wind Energy, Germany.
- Pegalajar-Jurado, A., F. J. Madsen, M. Borg and H. Bredmose, 2018a. “D4.5: State-of-the-art models for the two LIFES50+ 10MW floater concepts”, European Union Horizon2020 programme, Belgium.
- Pegalajar-Jurado, A., H. Bredmose, M. Borg, J. G. Straume, T. Landbø, H. S. Andersen, Y. Wei, K. Müller and F. Lemmer, 2018b. “State-of-the-art model for the LIFES50+ OO-Star Wind Floater Semi 10MW floating wind turbine,” *Journal of Physics: Conference Series*.
- Stewart, G. M., 2012, “Load Reduction of Floating Wind Turbines using Tuned Mass Dampers”, University of Massachusetts Amherst, USA.
- Wei, Y., K. Müller and F. Lemmer, 2018. “D4.2

- Public Definition of the Two LIFES50+ 10 MW Floater Concepts”. European Union Horizon2020 programme, Belgium.
- Yang, J., E.M. He and Y.Q. Hu, 2019. “Dynamic modeling and vibration suppression for an offshore wind turbine with a tuned mass damper in floating platform”, Applied Ocean Research, Vol. 83: 21-29.

# Dynamic Analysis of Giant Floating Offshore Wind Turbine under Extreme Operation Gust Condition

Ting-Jiun Wu<sup>1\*</sup> Wei-Nian Su<sup>2</sup> Chin-Cheng Huang<sup>3</sup>

## ABSTRACT

This paper presents the dynamic analysis of a floating offshore wind turbine (FOWT) consisting of DTU 10 MW reference wind turbine (RWT) and the substructure of LIFES50+ OO-star semi-submersible platform. The extreme loads on the main shaft and yaw bearing under the extreme operation gust (EOG) model as defined in IEC 61400-3-2 were calculated using the FAST v8.16 software developed by NREL. The simulation results showed that the rotor speed was quite unstable due to drastic changes in wind speed of the EOG model. Also, the overspeed situations occurred in all of the extreme load calculation cases. The extreme bending moment load cases of the main shaft and yaw bearing were found under the cut-out wind speed of the EOG model. The extreme load cases of the main shaft (thrust) and yaw bearing (axial force) occurred owing to the gust period close to respectively the natural periods in surge and pitch of the floating platform, which had an effect on the power generation up to 36.4%. The effect of long-period gust will be significant as the natural period of the floating platform increases with the growth of wind turbine size in the future. It is suggested that the characteristics of the pitching motion of the floating platform should be taken into account in the structure design and stability regulation.

**Keywords:** Extreme operation gust, IEC 61400-3-2, DTU 10 MW reference wind turbine, LIFES50+ OO-star, semi-submersible platform.

---

<sup>1</sup> Assistant engineer, Mechanical and System Engineering Program, Institute of Nuclear Energy Research.

<sup>2</sup> Deputy engineer, Mechanical and System Engineering Program, Institute of Nuclear Energy Research.

<sup>3</sup> Research fellow, Mechanical and System Engineering Program, Institute of Nuclear Energy Research.

\*Corresponding Author, Phone: +886-3-4711400#3341, E-mail: [tgwu@iner.gov.tw](mailto:tgwu@iner.gov.tw)

Received Date: August 01, 2022

Revised Date: December 07, 2022

Accepted Date: December 20, 2022