

浮动平台内 TMD 对 Barge 式海上浮动风机的 振动抑制研究

杨佳佳, 贺尔铭, 胡亚琪

(西北工业大学 航空学院, 陕西 西安 710072)

摘要:在 Barge 式浮动风机的平台内配置调谐质量阻尼器(TMD),首先建立了海上浮动风机的三自由度动力学简化模型,并分别采用工程调频法和遗传算法(GA)寻求最优 TMD 参数;然后通过计算 5 种典型风浪载荷工况下有/无 TMD 的浮动风机的动态响应,研究了 TMD 在真实海洋环境中对风机的抑振增稳效果;最后在不改变 Barge 式浮动风机原设计的前提下,将风机部分压舱物等质量替换为 TMD,研究了 TMD 在 5 种工况下的减振性能。结果表明:最优参数的 TMD 可使浮动平台俯仰角标准差的抑制率达到 47.95%;用 TMD 替换部分压舱物后,平台俯仰角的减振率可达 50%。因此,平台压舱物等质量替换为 TMD 后,可显著减少风机关键部位的振动响应及载荷。

关键词:海上浮动风机;浮动平台 TMD;参数优化;动态响应;振动抑制

中图分类号: O328; TK83

文献标志码: A

文章编号: 1000-2758(2018)02-0238-08

风能作为一种清洁的可再生能源,在新能源开发利用方面占据着重要地位。在丹麦,大约 20% 的电力由风能提供,未来这一比例将增长到 50%^[1]。风机运行过程中会产生很大的噪音,不适合安装在靠近人类生活区的陆上及近岸浅水区域,而在深海区安装海上浮动风机可以避免此问题,并且通过安装几十台甚至上百台的风机形成风场,充分将海上风能转化为电能^[2-3]。因此,海上浮动风机的发展对风能的利用具有重要的意义。

在恶劣的海洋环境中,海上浮动风机受到极端风浪载荷作用,在塔顶和叶尖产生较大的位移,塔根和叶根部位产生过大的弯矩与剪力。基于风机自身的控制系统^[4-8],通过调节叶片桨距角和电机扭矩的方式减小风机结构的振动响应,其减振效果有限,并且会使风机桨叶受风面积减少及转子转速降低,导致发电量减少。因此,通过 TMD 被动控制技术抑制海上浮动风机结构的动态响应,保证风机正常工作十分必要。

目前,Colwell 等^[9]对近岸单桩式海上风机的振动响应和载荷进行了研究;Stewart 等^[10]研究了单

桩式海上风机在风浪载荷下的振动响应,并对塔底疲劳载荷进行了分析;Jonkman 等^[11]基于美国国家可再生能源实验室 NREL 开发的气动-水动-结构-伺服全耦合海上浮动风机设计软件 FAST,分析了不同工况下 Barge 式海上风机的振动响应;Tumewu 等^[12]采用数值模拟的方法,研究了平台的俯仰角运动对风机发电效率的影响;Lackner 等^[13-14]首先提出了在海上浮动风机结构振动控制中采用 TMD 的设想,研究了 TMD 对 Spar、Barge、TLP 等类型的风机的减振效果,但未对 TMD 参数做优化分析,导致其抑振率只有 10%左右;Stewart 等^[15]建立了 3 种类型的海上浮动风机的三自由度动力学简化模型,采用 3 组不同的 TMD 最优参数,简单分析了 TMD 对风机的减振效果;He 等^[16-17]对 Barge 式海上浮动风机配置了机舱 TMD,研究了在风浪联合载荷下的 TMD 抑振效果,证明塔顶纵向位移抑制率约 38.7%。考虑到风机机舱空间较小,机舱 TMD 的运动行程有限,且安装维修不便,因此,浮动平台内 TMD 对海上浮动风机的振动抑制研究工作是一个全新的途径。

本文针对 Barge 式海上浮动风机,建立其动力

学简化模型,并对 TMD 参数进行优化;在不同工况下分析 TMD 的减振效果;为保证风机结构设计不发生改变,用 TMD 代替部分平台压舱物,在风浪载荷作用下,研究 TMD 对浮动风机关键部位的动态响应与载荷的影响,为我国未来大型海上浮动风机的振动响应及振动抑制提供有效的技术储备。

1 海上浮动风机动力学模型的建立

1.1 海上风机动力学简化模型的建立

本文采用 Lagrange 方程建立 Barge 式海上浮动风机的三自由度动力学模型。自由度分别选取平台俯仰转角 θ_p 、塔根转角 θ_t 、平台 TMD 水平位移 x_T 等,结构模型如图 1 所示。

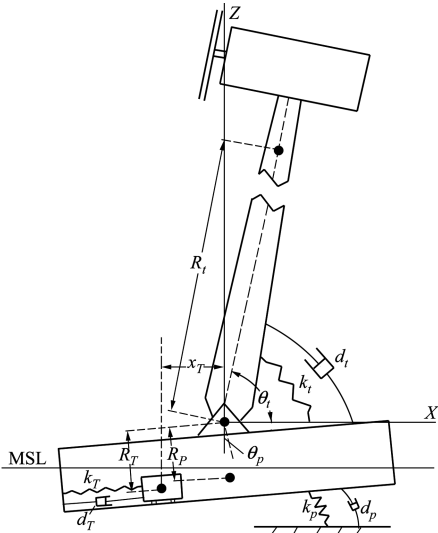


图 1 Barge 式海上浮动风机模型图

假定塔架为刚性梁结构,其下端通过弹性铰支座与浮动平台连接;浮动平台通过锚线与海底相连,锚线固定于海底;参考点选取平均海平面 MSL 与 Z 轴的交点;忽略转子、发电机和传动系统的动态响应;TMD 的最大限位设置为 ± 18 m。

含有 n 个广义坐标 q_i 形式的 Lagrange 方程可以表示为:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i (i = 1, 2, \dots, n) \\ L = T - V \end{cases} \quad (1)$$

式中, T 为系统总动能; V 为系统总势能; L 为 Lagrange 乘子; Q_i 为非有势力; \dot{q}_i 为广义坐标 q_i 对应的广义速度。

Barge 式海上浮动风机系统的总动能、总势能、非有势力分别表示为:

$$T = \frac{1}{2} I_p \dot{\theta}_p^2 + \frac{1}{2} I_t \dot{\theta}_t^2 + \frac{1}{2} m_T \left(\frac{\dot{x}_T}{\cos \theta_p} \right)^2 \quad (2)$$

$$V = \frac{1}{2} k_p \theta_p^2 + \frac{1}{2} k_t (\theta_t - \theta_p)^2 + \frac{1}{2} k_T \left(\frac{x_T + R_T \sin \theta_p}{\cos \theta_p} \right)^2 - m_p g R_p \cos \theta_p + m_t g R_t \cos \theta_t - m_T g \left(R_T \cos \theta_p + \frac{x_T + R_T \sin \theta_p}{\cos \theta_p} \sin \theta_p \right) \quad (3)$$

$$\begin{cases} Q_p = -d_p \dot{\theta}_p + d_t (\dot{\theta}_t - \dot{\theta}_p) + d_T R_T (\dot{x}_T + R_T \dot{\theta}_p) \\ Q_t = -d_t (\dot{\theta}_t - \dot{\theta}_p) \\ Q_T = -d_T (\dot{x}_T + R_T \dot{\theta}_p) \end{cases} \quad (4)$$

式中, I 和 m 为转动惯量与质量; θ 和 x 为相对于 Z 轴的转角位移与线位移; k 和 d 为刚度和阻尼; R 为质心到参考点距离; 下标 p, t, T 分别为平台、塔架和 TMD。

将公式(2)~(4)代入公式(1)中,考虑到浮动平台在工况环境下的倾角不大于 10° ,因此方程可以线性化为公式(5)。

$$\begin{cases} I_p \ddot{\theta}_p = (-k_p - k_t - k_T R_T^2 - m_p g R_p + m_T g R_T) \theta_p + k_t \theta_t + (-k_T R_T + m_T g) x_T + (-d_p - d_t + d_T R_T) \dot{\theta}_p + d_t \dot{\theta}_t + d_T R_T \dot{x}_T \\ I_t \ddot{\theta}_t = k_t \theta_p + (-k_t + m_t g R_t) \theta_t + d_t \dot{\theta}_p - d_t \dot{\theta}_t \\ m_T \ddot{x}_T = (-k_T R_T + m_T g) \theta_p - k_T x_T - d_T R_T \dot{\theta}_p - d_T \dot{x}_T \end{cases} \quad (5)$$

1.2 动力学简化模型的参数估计

方程(5)为 Barge 式风机的三自由度动力学简化模型。可取 $U = [d_p \quad d_t \quad k_p \quad k_t \quad I_p \quad I_t]^T$ 为未知的结构参数组成的向量。表 1 为采用 Levenberg-Marquardt 法对未知的风机结构参数估计的结果。

假定平台初始转角为 5° ,通过比较推导的三自由度动力学简化模型和 FAST 耦合模型的平台俯仰角及塔顶纵向位移的拟合程度来验证模型的正确性。动力学简化模型和 FAST 耦合模型的结果比较见图 2。可以看出 2 个模型的误差极小,拟合程度非常好。

表 1 参数估计结果

参数	d_p	d_t	k_p	k_t	I_p	I_t
初始值	4.5×10^7	4.9×10^7	1.65×10^9	1.45×10^{10}	9×10^8	3×10^9
估计值	4.86×10^7	2.93×10^7	1.78×10^9	1.29×10^{10}	1.98×10^9	2.83×10^9

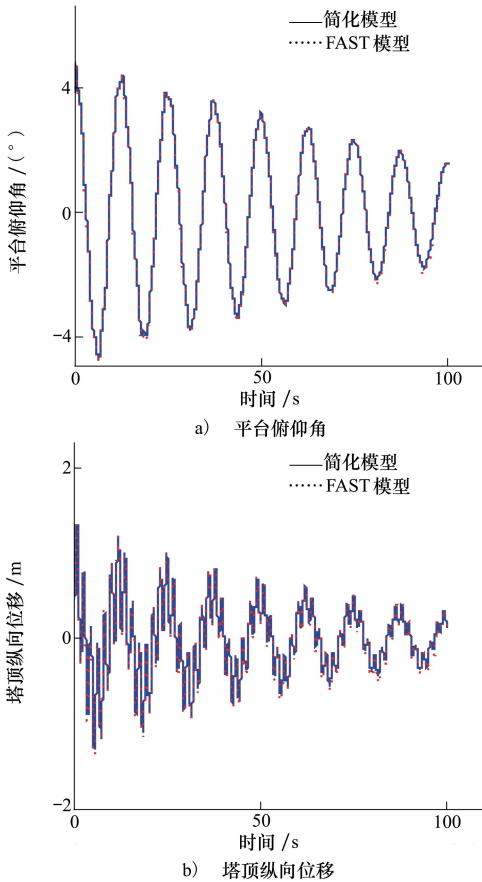


图 2 动力学模型和 FAST 模型的关键部位响应比较

2 浮动平台 TMD 参数的优化设计

在风浪载荷作用下,塔顶纵向位移决定了风机桨叶受风面积,进而影响发电效率,并且塔顶纵向位移标准差与塔架的疲劳载荷有很大关系。因此,定义塔顶纵向位移标准差的抑制率^[17]:

$$\eta = \frac{\sigma_s - \sigma_t}{\sigma_s} \times 100\% \quad (6)$$

式中, σ_s, σ_t 分别是无 TMD 和有 TMD 的塔顶纵向位移标准差。

Barge 式浮动风机的总质量为 6.15×10^6 kg, TMD 的质量比 μ 取 5% ~ 19%, 取不同的刚度和阻尼, 分别计算塔顶纵向位移标准差的抑制率 η 。

2.1 工程调频法

Barge 式浮动风机平台俯仰振动的第一阶固有频率为 0.084 Hz^[15], 根据不同的 TMD 阻尼, 计算风机关键部位的最大抑振率。表 2 为采用工程调频法计算的最优 TMD 参数。由表 2 还可以看出, 2 种模型的抑制率计算结果拟合非常好。

表 2 工程调频法计算最优 TMD 参数

质量/kg	质量比 /%	刚度/ (N · m ⁻¹)	阻尼/ (Ns · m ⁻¹)	本文抑 制率/%	FAST 抑 制率/%
307 500	5	87 502	44 000	35.94	33.59
492 000	8	140 000	88 800	38.35	36.66
738 000	12	210 010	164 000	40.07	38.91
922 500	15	262 510	231 000	40.91	40.03
1 045 500	17	297 510	280 400	41.35	40.63
1 168 500	19	332 510	333 400	41.72	40.92

图 3 为塔顶纵向位移抑制率的增长率。可知, 当 TMD 的质量比 μ 从 5% 增加到 19% 时, 简化模型计算的抑制率的增长率从 3.3% 下降到 0.45%, FAST 耦合模型的计算结果从 4.9% 减少到 0.07%, 可认为增加 TMD 质量对浮动风机的减振性能提升不明显, 此时对应的参数为 TMD 最优参数。

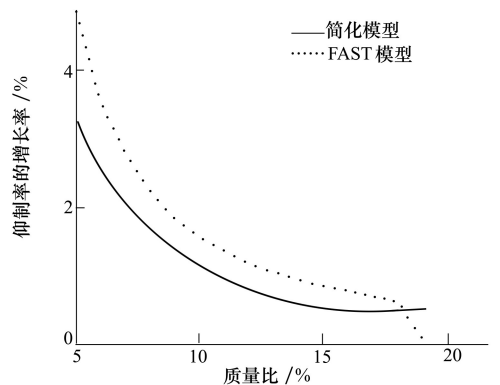


图 3 减振性能的增长率

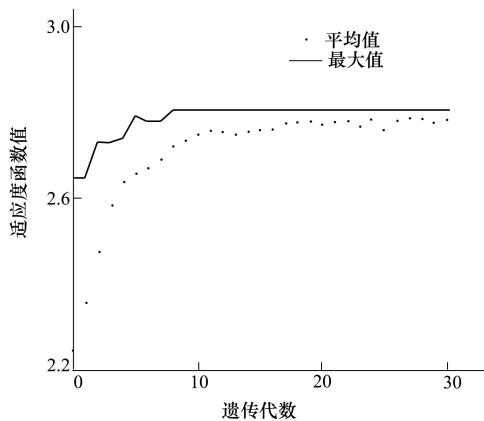


图 4 适应度函数随代数变化规律

2.2 遗传算法

将塔顶纵向位移标准差的倒数作为遗传算法的适应度函数,采用轮盘赌选择,交叉概率取 0.7,变异概率取 0.005,种群数为 100,遗传代数为 30,计算不同 TMD 质量比下的最优刚度、阻尼和塔顶纵向位移标准差的抑制率。

表 3 为使用 GA 算法计算的最优 TMD 参数和塔顶纵向位移标准差的抑制率。可以看出,塔顶纵向位移抑制率和工程调频法计算结果拟合非常好;当质量比 μ 从 5% 增加到 19% 时,抑制率从 36.10% 增加到 41.79%。

表 3 GA 法计算最优 TMD 参数

质量/kg	质量比 /%	刚度/ (N · m ⁻¹)	阻尼/ (Ns · m ⁻¹)	抑制率 /%
307 500	5	83 108	43 512	36.10
492 000	8	136 597	88 877	38.36
738 000	12	211 314	166 618	40.08
922 500	15	273 040	230 215	40.93
1 045 500	17	313 965	276 764	41.39
1 168 500	19	356 685	327 575	41.79

图 4 为 TMD 质量比 $\mu = 5\%$ 时适应度函数值随遗传代数的增加而变化的曲线。可知,在第 8 代最大适应度函数达到最大值,表明此时 TMD 参数值达到稳定状态。

图 5 为 TMD 质量比 $\mu = 19\%$ 时平台俯仰角和 TMD 行程的时程曲线图。可以看出,在 $t = 40$ s 时,平台的俯仰角接近于 0, TMD 行程趋近于 0,因此最

优参数 TMD 对浮动平台有着很好的减振效果。

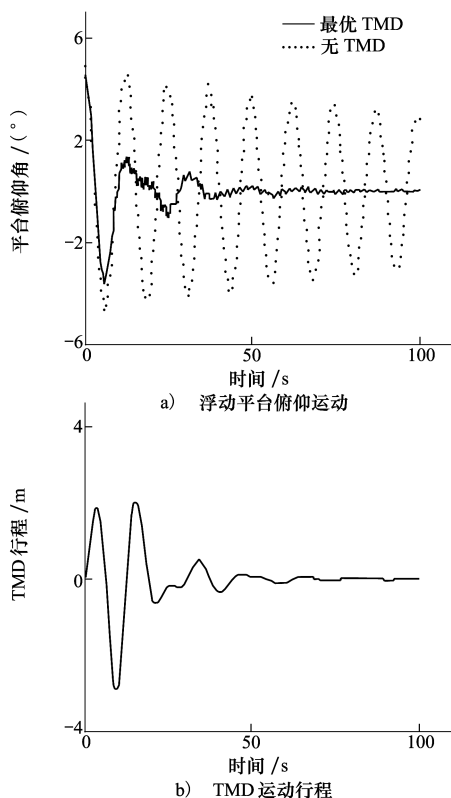


图 5 最优参数 TMD 的减振性能

3 风浪载荷作用下最优 TMD 的减振性能研究

3.1 设计工况

为了研究真实海洋环境下 TMD 的减振机理和对 Barge 式浮动风机的减振效果,选取 5 组风浪联合工况,见表 4。5 组工况下的波谱周期取 11.9 s^[15]。

表 4 设计工况

参数	1	2	3	4	5
轮毂平均风速/(m · s ⁻¹)	4	8	12	18	24
有效波高/m	1.7	2.0	2.6	4.0	5.6

3.2 浮动平台 TMD 减振机理分析

取 TMD 质量比 $\mu = 19\%$,根据最优 TMD 参数,在工况 1、4 时,平台俯仰角和 TMD 行程的相位关系如图 6 所示。可以看出,浮动平台和 TMD 相位差为 $\pi/2$ 。

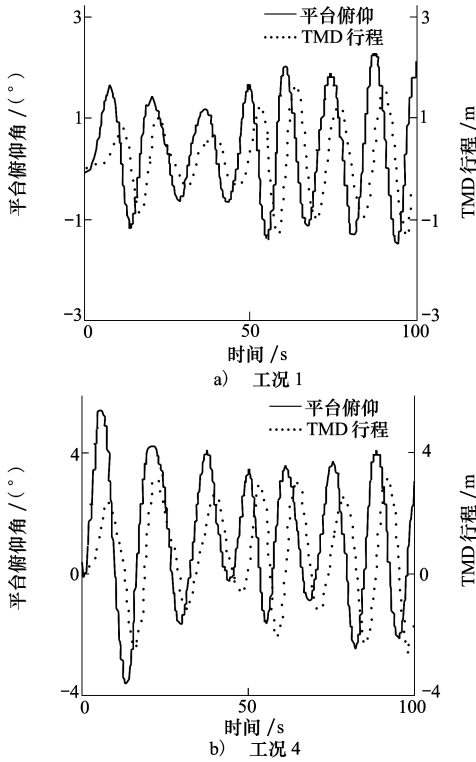


图 6 平台俯仰角和 TMD 行程的相位关系

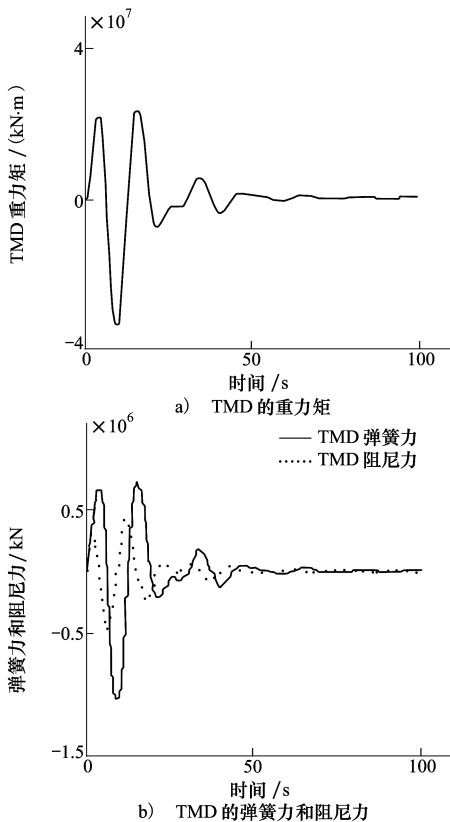


图 7 TMD 重力矩、弹簧力和阻尼力对风机减振的贡献

图 7 为 TMD 质量对平台质心的重力矩、刚度 k_T 提供的弹簧力、阻尼 d_T 提供的阻尼力对浮动风机减振性能的贡献。可知, TMD 的重力矩对浮动平台抑振的贡献最大。

3.3 风浪载荷作用下最优 TMD 的减振性能研究

图 8 为 TMD 质量比 $\mu = 19\%$ 在工况 5 条件下 Barge 式浮动风机平台俯仰角和塔顶纵向位移的功率谱密度(PSD)曲线。从图中可以看出, PSD 的峰值集中在 $0.05 \sim 0.15$ Hz 之间; 无 TMD 时, PSD 最大幅值对应的频率为 0.076 Hz, 和 Barge 式浮动风机俯仰运动的一阶自振频率接近; 装配 TMD 后, 平台俯仰角和塔顶纵向位移功率谱密度幅值减少约 82% 。

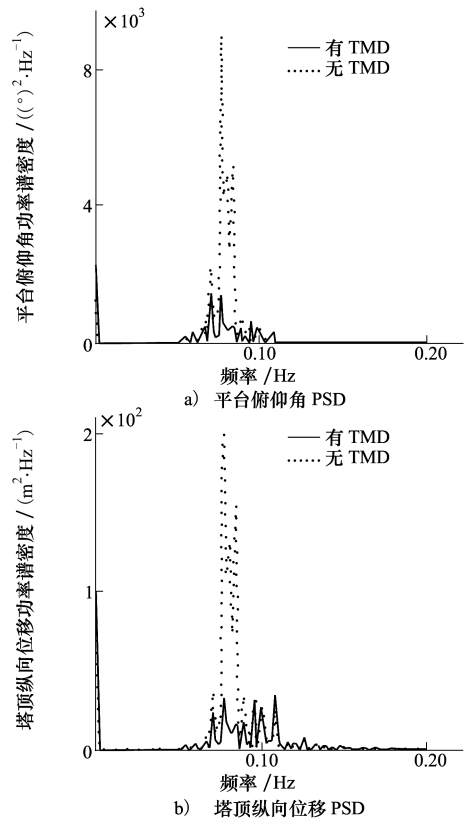


图 8 Barge 式海上浮动风机的功率谱密度比较

表 5 为质量比 $\mu = 19\%$ 的 TMD 在 5 种工况下对风机关键部位的抑振率。由表可知, TMD 对 Barge 式浮动风机的关键部位有着很好的减振效果, 平台俯仰角、塔顶纵向位移、塔根纵向弯矩与剪力的标准差抑制率均在 16% 以上, 最高达到 47.95% , 叶根纵向弯矩与剪力的标准差抑制率约为 $6\% \sim 33\%$ 。

表 5 关键部位响应及载荷的减振效果

关键部位评估指标	标准差抑制率/%				
	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4	工况 5
平台俯仰角	46.46	36.04	23.68	34.73	47.95
塔顶纵向位移	38.34	27.70	16.88	26.84	38.64
塔根纵向弯矩	38.40	28.00	16.93	26.89	38.78
塔根纵向剪力	38.35	28.37	17.07	26.94	38.87
叶根纵向弯矩	25.99	6.70	9.82	21.62	31.45
叶根纵向剪力	29.37	9.67	11.49	23.53	33.68

4 工程应用问题的解决

当在 Barge 式浮动风机的平台内配置质量比 $\mu = 19\%$ 的 TMD 时,在 5 种工况下浮动平台的沉降量最大增加 0.8m,增幅可达 21%,这样势必会对浮动风机的整体结构设计造成影响。为了减小这种影响,提出用 TMD 等质量替换部分压舱物的方法,达到风机减振的目的。

图 9 为 TMD 替换平台压舱物前后风机关键部位的振动响应与载荷比较图。

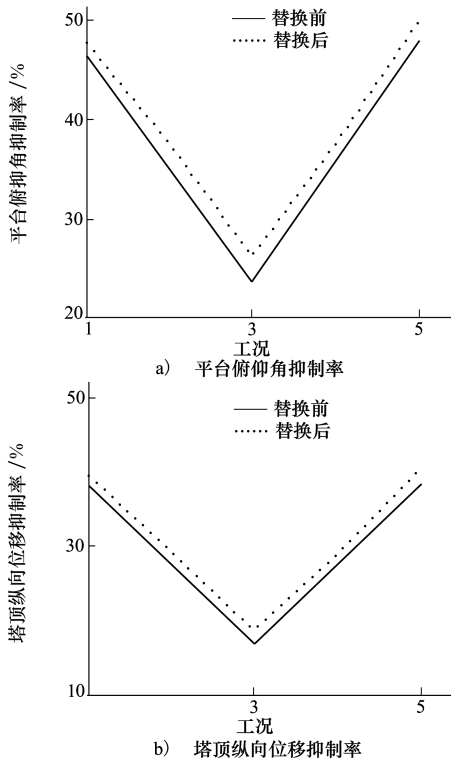


图 9 风机关键部位的抑振率

可见,在 5 种典型工况中,等质量替换后,平台俯仰角的减振率最小为 26.4%,最大为 50%,塔顶纵向位移标准差的抑制率为 18.68%~40.62%。另外,根据计算结果,塔根纵向弯矩的减振率为 18.76%~40.77%,塔根纵向剪力的减振率约为 19%~40%,叶根纵向弯矩的减振率为 6.92%~33.17%,叶根纵向剪力减振率最小为 9.95%,最大为 35.49%。由此可知,在不改变浮动风机平台总质量的前提下,将部分压舱物等质量替换为配置的 TMD 后,其减振性能增大 2%左右。

根据提出的方法,在额定工况下,与 $\mu = 19\%$ 相比, $\mu = 30\%$ 时风机关键部位载荷及动态响应的抑振率仅增加了 2%。因此,建议设计中使用质量比不大于 20% 的 TMD 实现等质量替换,以达到有效抑振增稳的目的。

5 结 论

1) 在 Barge 式浮动风机平台内配置 TMD 可以有效抑制风机振动。风浪载荷作用下,TMD 对平台俯仰运动的抑制率可达 47.95%,对塔顶纵向位移的抑制率为 16.88%~38.64%,对关键部位载荷的抑制率最高可达 38.87%。

2) TMD 行程和平台俯仰角的相位相差 $\pi/2$; 相对于 TMD 提供的弹簧力和阻尼力,TMD 对平台质心的重力矩是浮动风机减振的主要因素。

3) 随着 TMD 质量的增加,其对风机的减振效果不断增大;当 TMD 的质量比大于 19% 时,减振性能提升不明显,因此,可认为 Barge 式浮动风机的最优 TMD 质量比为 19%。

4)当TMD的质量比为19%时,用TMD等质量替换风机部分压舱物,对浮动平台的减振效果可达50%,因此在Barge浮动风机设计时,可以考虑尽量将静态压舱物替换为等质量的TMD,以达到最佳的减振效果。

参考文献:

- [1] Sun X, Huang D. The Current State of Offshore Wind Energy Technology Development[J]. Energy, 2012, 41(1):298-312
- [2] Breton S P, Moe G. Status, Plans and Technologies for Offshore Wind Turbines in Europe and North America[J]. Renewable Energy, 2009, 34(3): 646-654
- [3] Snyder B, Kaiser M J. Ecological and Economic Cost-Benefit Analysis of Offshore Wind Energy[J]. Renewable Energy, 2009, 34(6):1567-1578
- [4] Solingen E, Wingerden J W. Linear Individual Pitch Control Design for Two-Bladed Wind Turbines[J]. Wind Energy, 2015, 18(4): 677-697
- [5] Magar K T, Balas M J, et al. Direct Adaptive Control for Individual Blade Pitch Control of Wind Turbines for Load Reduction[J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2015, 26(12): 1564-1572
- [6] Jiang Z, Karimirad M, et al. Dynamic Response Analysis of Wind Turbines under Blade Pitch System Fault, Grid Loss, and Shutdown Events[J]. Wind Energy, 2014, 7(9):1385-1409
- [7] Namik H, Stol K. Performance Analysis of Individual Blade Pitch Control of Offshore Wind Turbines on Two Floating Platforms[J]. Mechatronics, 2011, 21(4): 691-703
- [8] Lackner M A. Controlling Platform Motions and Reducing Blade Loads for Floating Wind Turbines[J]. Wind Energy 2009, 33(6): 541-543
- [9] Colwell S, Basu B. Tuned Liquid Column Dampers in Offshore Wind Turbines for Structure Control[J]. Engineering Structures, 2009, 31(2): 358-368
- [10] Stewart G M, Lackner M A. The Impact of Passive Tuned Mass Dampers and Wind-Wave Misalignment on Offshore Wind Turbine Loads[J]. Engineering Structures, 2014, 73:54-61
- [11] Jonkman J M. Dynamics of offshore Floating Wind Turbines Model Development and Verification[J]. Wind Energy, 2009, 12(5): 459-492
- [12] Tumewu Y, Petrone C, et al. Numerical Simulation of the Influence of Platform Pitch Motion on Power Generation Steadiness in Floating Offshore Wind Turbines[J]. Environmental Science & Sustainable Development, 2017, 1(2):1-10
- [13] Lackner M A, Rotea M A. Passive Structure Control of Offshore Wind Turbines[J]. Wind Energy, 2011, 14(3): 373-388
- [14] Lackner M A, Rotea M A. Structural Control of Floating Wind Turbines[J]. Mechatronics, 2011, 21(4): 704-719
- [15] Stewart G M, Lackner M A. Offshore Wind Turbine Load Reduction Employing Optimal Passive Tuned Mass Damping Systems[J]. IEEE Trans on Control System Technology, 2013, 21(4): 1090-1104
- [16] Hu Y, He E. Active Structural Control of a Floating Wind Turbine With a Stroke-Limited Hybrid Mass Damper[J]. Journal of Sound and Vibration, 2017, 410: 447-472
- [17] He E, Hu Y. Optimization Design of Tuned Mass Damper for Vibration Suppression of a Barge-Type Offshore Floating Wind Turbine[J]. Journal of Engineering for The Maritime Environment, 2017, 231(1):302-315

Vibration Mitigation of the Barge-Type Offshore Wind Turbine with a Tuned Mass Damper on Floating Platform

Yang Jiajia, He Erming, Hu Yaqi

(School of Aeronautic, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: This paper evaluates the application of a passive control technique with a tuned mass damper on platform for the barge-type offshore wind turbine. First of all, the three degrees of freedom mathematical model for the floating wind turbine is established based on Lagrange's equations, and the Levenberg-Marquardt algorithm is adopted to estimate the parameters of the wind turbine. Then, the method of frequency tuning which is utilized in engineering projects and genetic algorithm are employed respectively to simulate the optimum parameters of the tuned mass damper. The vibration mechanism about the phase-angle difference between tuned mass damper and floating platform is analyzed. Finally, the dynamic responses of floating wind turbine with/without tuned mass damper are calculated under five typical wind and wave load cases, and the vibration mitigation effects are researched in marine environment. Partial ballast is substituted by the equal mass of tuned mass damper due to the mass of floating platform with tuned mass damper would increase obviously, which would change the design of the wind turbine, and the vibration mitigation is also simulated in five typical load cases. The results show that the suppression rate of standard deviation of platform pitch is up to 47.95%, after substituting the partial mass of ballast, the suppression rate is 50%. Therefore, the dynamic responses of the barge-type floating wind turbine would be reduced significantly when the ballast is replaced by the equal mass of the tuned mass damper on floating platform.

Keywords: offshore wind turbines; mathematical model; Lagrange's equations; Levenberg-Marquardt algorithm; tuned mass damper(TMD); structural parameters; optimization; frequency tuning; genetic algorithm (GA); simulation; dynamic response; vibration mitigation; structural design; vibration analysis