文章编号：1007−7294(2026)07−1106−15

面向复杂海况的圆筒型 FPSO 双外输系统设计与作业可行性研究

谢修龙[1,2]，朱红钧[1]，张　政[1]

（1. 西南石油大学 石油与天然气工程学院，成都 610500；2. 中海石油(中国)有限公司深圳分公司，广东深圳 518067）

摘要：圆筒型 FPSO 因其筒体构型和特殊运动机理，在高频变换风浪流复杂海况环境下的外输作业面临显著挑战。为解决这一问题，针对南海东部海域常年东北季风和西南季风环境条件，本研究提出一种“双外输点+艏装载+限位系泊”的新型外输系统方案，旨在替代造价高昂的 DP 穿梭油轮方式。方案通过在穿梭油轮艏部加装侧推装置，艉部设置双拖轮，实现方向与位置的协同控制，提升作业安全性与适应性。为验证外输方案可行性，采用数值分析与全任务模拟实验相结合的方法，系统研究了穿梭油轮、拖轮选型，以及穿梭油轮艏侧推设计和系泊大缆设计选型等关键技术要点，验证了在中国南海流花油田采用 75 000 吨穿梭油轮进行限位外输的可行性。研究发现，在流花海域环境条件下，外输系泊大缆的张力、夹角等与船舶吨位及船长成正相关性。本文研究成果可为圆筒型 FPSO 在复杂海况区域的低成本外输作业提供技术支持与风险预判依据。

关键词：圆筒型 FPSO；外输方案；双艉拖动；穿梭油轮

中图分类号：U661.3　　**文献标识码：**A　　**doi:** 10.3969/j.issn.1007−7294.2026.07.006

Feasibility study and system design of dual offloading for cylindrical FPSO under complex marine conditions

XIE Xiu−long[1,2], *ZHU Hong−jun*[1], *ZHANG Zheng*[1]

(1. School of Petroleum and Natural Gas Engineering, Southwest Petroleum University, Chengdu 610500, China; 2. China National Offshore Oil Corporation Shenzhen Branch, Shenzhen 518067, China)

Abstract: Due to its cylindrical configuration and distinctive motion characteristics, the cylindrical FPSO faces significant challenges in offloading operations under complex marine conditions characterized by high-frequency variations in wind, waves, and currents. To address these challenges, particularly under the persistent northeastern and southwestern monsoon conditions in the eastern South China Sea, this study proposes a novel offloading system featuring dual offloading points, bow loading, and position-mooring configuration, intended as a cost-effective alternative to high-cost DP shuttle tankers. The proposed solution integrates a bow thruster on the shuttle tanker and dual stern tugs to enable coordinated control of heading and position, thereby enhancing operational safety and adaptability. To verify the feasibility of the proposed system, a combination of numerical simulations and full-mission maneuvering experiments was conducted. The study systematically investigates key technical aspects such as the selection of shuttle tankers and tugs,

收稿日期：2025−12−19

基金项目：工信部“边际油田生产装置自主开发”课题(GXKY-2016-GCJS-01-2)

作者简介：谢修龙(1988–)，男，硕士，副教授级工程师；

朱红钧(1983–)，男，博士，教授，通讯作者，E-mail: zhuhj@swpu.edu.cn。

bow thruster configuration, and mooring hawser design. Results confirm the feasibility of employing a 75 000 DWT shuttle tanker for position-mooring offloading at the Liuhua oilfield in the South China Sea. Findings indicate a positive correlation between the tension and angle of mooring hawsers and the shuttle tanker's displacement and length. This study provides technical guidance and risk assessment insights for cost-effective offloading operations of cylindrical FPSOs in complex marine environments.

Key words: cylindrical FPSO; offloading solution; double-tail towing; shuttle tanker

0 引　言

浮式生产储油卸油装置(Floating Production Storage and Offloading, FPSO)以其抗风浪能力强、储油量大、运动性能好等优点被广泛应用[1−4], 据统计, 目前全球共有 216 艘 FPSO, 包括 166 艘船型、7 艘圆筒型和 43 艘其他类型 FPSO。为适应海洋油气开发生产的需要, 新型海洋浮式平台不断出现[5−8]。其中, 圆筒型 FPSO 以工程投资成本低[9−10]、恶劣环境适应性强和无需复杂单点系泊系统[11] 等优点而成为深水油气开发领域的重要选择。圆筒型 FPSO 对风、浪、流具有良好的屏蔽作用, 可以在其背风面提供可靠的泊位, 有利于卸载作业[12]。

然而圆筒型 FPSO 垂荡运动性能较差[13], 研究发现, 其固有垂荡周期约为 15~18 s, 与中国南海波浪的谱峰周期相接近, 垂荡运动幅值较大, 稳性控制难度增大[14−15], 会对外输系泊作业产生不利影响, 因此迫切需要适应性更强的外输技术方案。当前, 大部分船型 FPSO 采用穿梭油轮串靠艉输的方式进行原油外输作业, 但在部分环境恶劣海域和非船型 FPSO 作业场景下, 常规穿梭油轮往往不能满足实际作业需要。国际工程实践中多采用带动力定位(Dynamic Positioning, DP)系统的穿梭油轮与圆筒型 FPSO 配套作业, 通过主动推进系统实现穿梭油轮的艏向与位置控制, 以适应非风向标平台作业需求。虽然 DP 系统可有效提升作业安全性和可操作性, 但其建造成本约为常规穿梭油轮的 2~3 倍, 运维和人力成本也大幅增加, 整体生命周期费用较高。在当前“降本增效”与“高质量开发”的背景下, DP 穿梭油轮在国内深水边际油田中的推广面临现实制约。

目前, 国内外专家学者对船型 FPSO 原油外输方案的研究较为广泛[16−18], 而针对圆筒型 FPSO 原油外输方案的研究较少。由于圆筒型 FPSO 抵抗波浪垂荡性能差[19−20], 且常规穿梭油轮船位控制差, 一定程度上影响了圆筒型 FPSO 外输作业安全性。基于上述工程需求与技术挑战, 本文提出“圆筒型 FPSO 设置双外输点, 穿梭油轮设置艏装载、艏侧推以及双拖轮拖艉”的外输方案(以下简称双外输方案)并基于南海典型环境数据, 开展多工况数值仿真计算与操控模拟实验, 分析不同吨位穿梭油轮在多方向风、浪、流载荷及内波流、强对流等非线性扰动下的动力响应、系泊大缆与拖缆张力变化规律等核心指标。研究结果为后续圆筒型 FPSO 外输系统设计优化、经济替代方案论证与作业风险预测提供理论依据与技术支撑。

1 圆筒型 FPSO 外输方案设计

1.1 背景介绍

流花油田位于中国南海珠江口盆地, 所在海域水深约 267~330 m。经过 28 年开发生产, 该油田目前开发采收率仅为 12%。综合考虑所在海域恶劣环境条件、油田二次开发经济性差以及船型 FPSO 单点系泊系统“卡脖子”技术等因素, 计划新建一座圆筒型 FPSO 和一座深水导管架平台, 进行油田的继续开发[21−22], 圆筒型 FPSO 设计参数见表 1。

表 1 圆筒型 FPSO 设计参数

Tab.1 Design parameters of the cylindrical FPSO

名称/单位	数值	名称/单位	数值
直径 /m	72	压载排水量 /t	79 800
满载吃水 /m	22.8	满载系泊点高度 /m	10.2
满载排水量 /t	101 000	压载系泊点高度 /m	16.5
压载吃水 /m	16.5		

1.2 设计思路

海上原油外输方式主要有动力定位外输、悬链式锚腿系泊外输(Catenary Anchor Leg Mooring, CALM)、原油转驳装置外输(Cargo Transfer Vessel, CTV)、高负荷原油输送外输(High-Load Offshore Cargo Transfer, Hi-Load)和常规穿梭油轮外输等 5 种类型,其中 CALM、CTV 初始投资高,在中国南海海域无应用实例;Hi-Load 对穿梭油轮吨位和尺寸有限制,且 CALM、CTV 和 Hi-Load 都将面临穿梭油轮限位问题;因圆筒型 FPSO 为多点系泊、无风向标效应,常规穿梭油轮在作业海域环境条件下难以长时间稳定定位;DP 穿梭油轮具备良好的恶劣环境适应性,巴西、英国、挪威等国家将 DP 穿梭油轮广泛应用于圆筒型 FPSO 的外输作业。然而,DP 穿梭油轮的造价是常规穿梭油轮的 2 ~ 3 倍,操作、运维成本也远高于常规穿梭油轮,国内除“深海一号”应用 DP 穿梭油轮外,其他 11 艘在役 FPSO 均采用常规穿梭油轮。

综合经济性、安全性、环境适应性和作业率等因素,本文提出的“圆筒型 FPSO 设置双外输点,穿梭油轮设置艏装载、艏侧推以及双拖轮拖艉”外输方案(简称双外输方案),即在圆筒型 FPSO 上设置东北、西南两个外输点,以适应不同方向季风条件下的作业需要:冬季季风时,因强风向标效应,采用西南外输点和单艉拖方案进行外输;夏季季风时,风向标效应减弱且 5–8 月份为流花海域内波流盛行期,穿梭油轮船位控制难度增大,采用东北外输点和双艉拖方案进行外输,实际作业过程中,作业者可根据气象海况灵活选择外输方案以及拖轮数量。穿梭油轮艏部增加 294 kN 推力的艏侧推,提高穿梭油轮艏向操控性;穿梭油轮艉部通过一条或两条拖轮拖带实现艉向及左右方向的限位。穿梭油轮在系泊大缆、双艉拖缆及艏侧推的联合作用下,实现方位和艏向的协同控制,提高可作业率和外输安全性,改造后的穿梭油轮受力示意图见图 1。

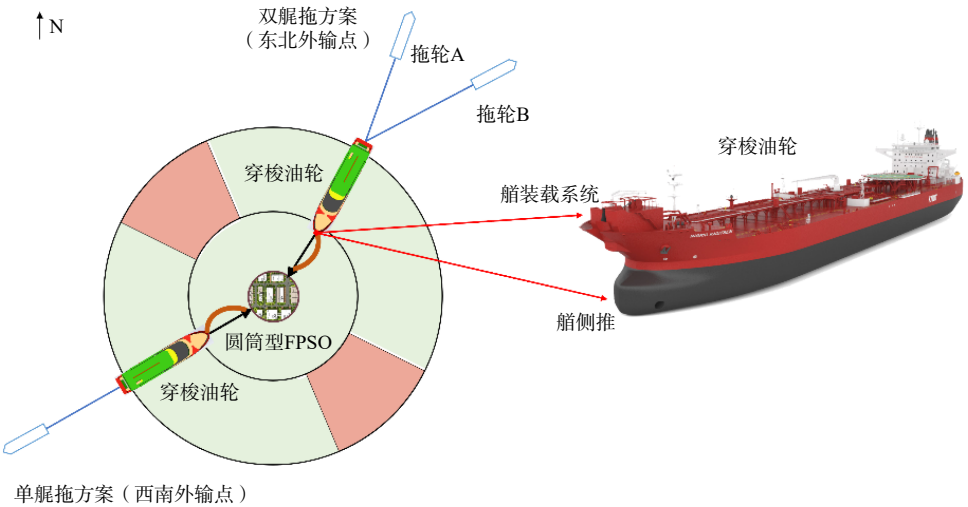


图 1 穿梭油轮受力示意图

Fig.1 Force diagram of shuttle tanker

然而,该方案在海洋石油行业属于首次应用,FPSO–穿梭油轮–双拖轮四体协同作业系统的动力耦合特征尚不明确,多水面船舶体系之间的受力、相对位移特性,穿梭油轮遭遇不同方向风、浪、流载荷

以及内波流、强对流等特殊环境条件下的作业安全性等需进一步研究，以验证该方案在中国南海海域恶劣环境下的适应性。

1.3 设计方案

1.3.1 圆筒型 FPSO 设计

通过对流花海域历史气象资料进行分析，可知该海域全年盛行风向为东北向和西南向，概率占全年风向的 75% 以上。从提高靠泊、外输作业安全性和季风季节可作业率方面考虑，确定圆筒型 FPSO 双外输点设置如下：假设正北方向为 0°，东北外输点设置在 30°附近(±10°)，西南外输点设置在 240°附近(±3°)。双外输点设置如图 2 所示。

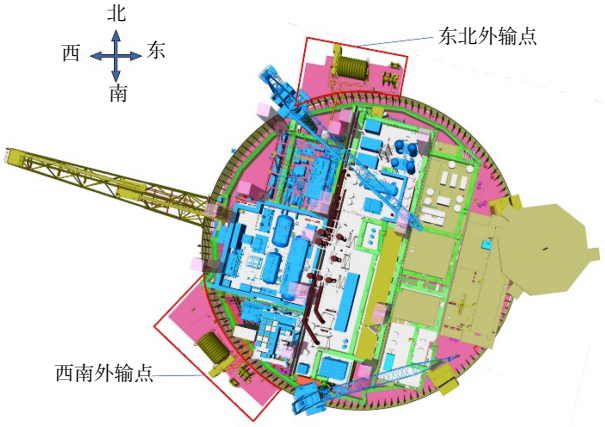


图 2 圆筒型 FPSO 东北、西南外输点示意图

Fig.2 Schematic diagram of northeast and southwest offloading points of cylindrical FPSO

1.3.2 穿梭油轮及拖轮设计

参考 DP 穿梭油轮的定位经验，本方案在穿梭油轮艏部配置侧推装置，艉部使用两艘拖轮拖艉，以达到 DP 穿梭油轮的同等定位功能。穿梭油轮艏侧推及拖轮的关键设计参数见表 2。

表 2 穿梭油轮艏侧推及拖轮设计参数

Tab.2 Design parameters of shuttle tank's bow thruster and tug boat

名称/单位	单艉拖	双艉拖
艏侧推推力 /kN	≥294	≥294
拖轮A拉力 /kN	≥785	主拖轮≥1370，辅拖轮≥490
拖轮B拉力 /kN	≥686	≥686

1.3.3 缆绳设计

按照 OCIMF《Guidelines for Offshore Tanker Operations》(GOTO)，1st Ed, 2018 技术指南要求，系泊大缆的安全工作载荷(Safe Working Load, SWL)不得小于穿梭油轮止链器的 SWL，止链器的 SWL 与穿梭油轮载重吨(Dead Weight Tonnage, DWT)的对应关系见表 3[23]。

本项目所用穿梭油轮为 6 万 t 级，止链器 SWL 为 1960 kN，因此系泊大缆 SWL 为 1960 kN，考虑 3 倍安全系数，系泊大缆最小破断载荷(Minimum Breaking Load, MBL)为 6370 kN，系泊大缆和拖轮拖缆详细设计参数见表 4，系泊大缆和拖缆特性曲线如图 3 所示。

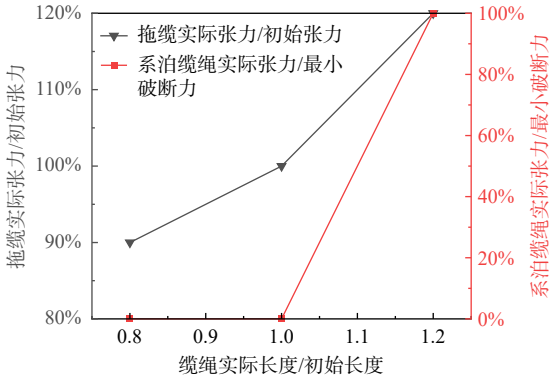


图 3 缆绳特性曲线图

Fig.3 Curve diagram of cable line characteristic

表 3 止链器 SWL 与穿梭油轮 DWT 的对应关系

Tab.3 The correspondence between chain stopper SWL and shuttle tanker DWT

止链器数量/个	止链器 SWL/kN	穿梭油轮 DWT/t
1	1960	DWT≤10万
2	2450	10万≤DWT≤15万
2	3430	DWT≥15万

表 4 系泊大缆和拖轮拖缆设计参数

Tab.4 Design parameters of the mooring hawser and tug towlines

名称/单位	系泊大缆	拖缆
长度 /m	100	260
直径 /mm	164	128
SWL /kN	1960	–
MBL /kN	6370	–

1.3.4 外输软管设计

外输软管长度 195 m、内径 406.4 mm, 两端均应配备应急释放装置, 考虑波浪对外输软管的影响, 圆筒型 FPSO 采用浸没式软管。

2 外输方案模拟论证

2.1 双艉拖分析计算

本次计算分析建立在 DNV 的计算分析方法基础之上[24−25], 并根据原油外输作业实际情况调整了穿梭油轮及拖轮的参数。

2.1.1 静态计算

假设环境载荷集中作用于穿梭油轮中心点, 在横向和纵向的中心点分别计算作用在穿梭油轮上的环境力, 受力分析如图 4 所示。

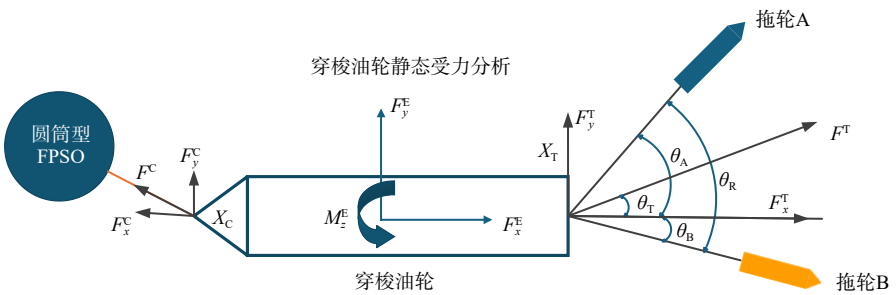


图 4 穿梭油轮静力分析

Fig.4 Static analysis of a shuttle tanker

$$F_x^{\mathrm{E}} = F_x^{\mathrm{T}} - F_x^{\mathrm{C}} \tag{1}$$

$$M_y^{\mathrm{E}} = X_T F_y^{\mathrm{T}} - X_{\mathrm{C}} F_y^{\mathrm{C}} \tag{2}$$

其中, F_x^{E}为系泊大缆和拖缆合力的纵向分量, F_x^{C}和F_y^{C}为系泊大缆的纵向力和横向力, F_x^{T}和F_y^{T}为拖缆的纵向力和横向力, M_y^{E}为在水平面上的转动力矩, X_{C}和X_T为系泊大缆和拖缆作用力点与船舶中点之间的距离。

$$F^{\mathrm{C}} = \frac{F_y^{\mathrm{C}}}{\sin\theta_{\mathrm{C}}} \tag{3}$$

$$F_x^{\mathrm{C}} = F^{\mathrm{C}}\cos\theta_{\mathrm{C}} \tag{4}$$

$$F^{\mathrm{T}} = \sqrt{(F_x^{\mathrm{T}})^2 + \left(F_y^{\mathrm{T}}\right)^2} \tag{5}$$

其中, F^{C}为系泊大缆的力, θ_{C}为系泊大缆与穿梭油轮中心线在水平面上的夹角, F^{T}为拖缆的合力。

两个拖轮的合力计算如下

$$F_x^{\mathrm{T}} = F^{\mathrm{A}}\cos\theta_{\mathrm{A}} + F^{\mathrm{B}}\cos\theta_{\mathrm{B}} \tag{6}$$

$$F_y^{\mathrm{T}} = F^{\mathrm{A}}\sin\theta_{\mathrm{A}} + F^{\mathrm{B}}\sin\theta_{\mathrm{B}} \tag{7}$$

其中，F_x^{T}、F_y^{T}为拖轮合力在 X/Y 轴方向的分力，F^{A}和F^{B}为拖轮 A 和 B 的拖曳力，θ_{A}和θ_{B}为拖轮 A 和 B 大缆与穿梭油轮中心线在水平面上的夹角。

(2)动态计算

在多浮体水面系统中，圆筒型 FPSO 和穿梭油轮受风、浪、流环境力，锚系、系泊缆、拖轮拖缆张力等作用力。因此，基于 Cummins 方程，扩展得到多浮体耦合运动方程并用 OrcaFlex 进行求解

$$\begin{bmatrix}(M+A)^{11} & (M+A)^{12}\\ (M+A)^{21} & (M+A)^{22}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\ddot{x}(t)^1\\ \ddot{x}(t)^2\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}\int_0^t h^{11}(t-\tau)\mathrm{d}\tau & \int_0^t h^{12}(t-\tau)\mathrm{d}\tau\\ \int_0^t h^{21}(t-\tau)\mathrm{d}\tau & \int_0^t h^{22}(t-\tau)\mathrm{d}\tau\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\dot{x}(t)^1\\ \dot{x}(t)^2\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}K^1 & 0\\ 0 & K^2\end{bmatrix}\begin{bmatrix}x(t)^1\\ x(t)^2\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}F_{\mathrm{all}}^1\left(x(t)^1,\dot{x}(t)^1,x(t)^2,\dot{x}(t)^2\right)\\ F_{\mathrm{all}}^2\left(x(t)^1,\dot{x}(t)^1,x(t)^2,\dot{x}(t)^2\right)\end{bmatrix} \tag{8}$$

其中，$(M+A)^{i,j}$为第 j 个浮体对第 i 个浮体作用的质量惯性矩阵和附加质量惯性矩阵，$(t-\tau)$为延迟函数时间延迟量，$\int_0^t h^{ij}(t-\tau)\dot{x}(t)\mathrm{d}\tau$为延迟函数卷积，$K^i$为浮体$i$的静水恢复力矩阵，$x(t)^i$为浮体$i$的运动矢量，$F_{\mathrm{all}}^i$为施加在浮体$i$上的总外力矢量。

2.1.2 计算参数

借助上述分析方法对外输方案进行双艉拖动态分析，设计参数见表 5。

表 5　双艉拖动态分析计算参数

Tab.5　Calculation parameters of double stern tow dynamic analysis

名称	参数
圆筒型FPSO	直径72 m，满载吃水22.8 m
穿梭油轮	总长228.6 m、宽32.26 m，结构吃水14.7 m
拖轮	主拖为HYSY673，系柱拖力1630 kN；辅拖轮为NH221，系柱拖力765 kN
拖带角度	$-50°\leqslant\theta_{\mathrm{A}}\leqslant70°$，$-70°\leqslant\theta_{\mathrm{B}}\leqslant50°$

2.1.3 计算模型与边界条件

根据所设置的坐标系，建立数值分析模型，模型示意图见图 5。模型中，圆筒型 FPSO 采用多点系泊系统，在实际外输作业中运动响应较小，因此将圆筒型 FPSO 系泊点设置为固定点，主要研究穿梭油轮的运动情况。外输作业的初始位置为 FPSO 朝向正北方向，FPSO、穿梭油轮保持在一条直线上，相对夹角θ_{C}为 0°；穿梭油轮艏向、拖轮 A/B 拖带角、环境载荷入射角分别为θ_{H}、θ_{E}、θ_{A}、θ_{B}，系泊缆绳，拖轮 A、B 拖缆张力分别为F_{L}、F_{tugA}、F_{tugB}。

基于实际作业经验，当穿梭油轮遭遇正横风(90°入射)与左后横风(135°入射)时，船舶艏向保持与船位控制难度显著增加。为考察环境载荷最严苛工况，本文选取 90°与 135°两种环境载荷入射方向作为分析场景并且假定风、浪、流同向，根据本文 2.1.1 节所述方法，拖轮拖带角θ_{A}和θ_{B}等关键参数设置见表 6。

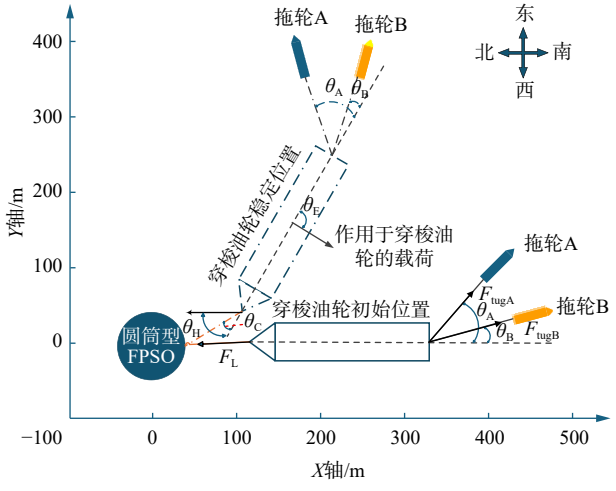


图 5　数值分析模型

Fig.5　Numerical analysis model

表 6 数值模型关键参数设定

Tab.6 Key parameters of the numerical model

分类/单位	场景1	场景2	分类/单位	场景1	场景2
艏向θ_H /°	−60	−30	拖带角θ_A /°	45 ~ 60	40 ~ 55
环境载荷入射角θ_E /°	90	135	拖带角θ_B /°	15 ~ 30	10 ~ 25
系泊大缆张力F_L /kN	980	980	系泊大缆角度θ_C /°	35	22.9

2.1.4 计算工况

选取外输作业各种工况下的系泊大缆张力和夹角、穿梭油轮偏移量、拖缆张力等极值进行比较分析, 对外输方案中双艉拖模式进行可行性验证。模拟工况设置见表 7。本文中, “满载”为装载量达到最大设计载重量的状态, “半载”为部分装载的状态。

表 7 模拟工况设置

Tab.7 Simulated conditions

参数/单位	工况A	工况B	工况C	工况D	工况E	工况F	工况G	工况H
风速V_W /(m·s^{-1})	8.2	8.2	0	0	8.2	8.2	0	0
风向θ_W /°	90	135	90	135	90	135	90	135
浪高H_S /m	1.7	1.7	1.7	1.7	1.7	1.7	1.7	1.7
海浪周期T_P /s	7	7	7	7	7	7	7	7
海水流速V_S /(m·s^{-1})	0	0	0.51	0.51	0	0	0.51	0.51
拖带角θ_A /°	52	44	46	40	48	42	60	53
拖带角θ_B /°	22	14	16	10	18	12	30	23
压载状态 /–	半载	半载	半载	半载	满载	满载	满载	满载

2.1.5 计算结果与分析

选取半载和满载两种状态, 研究在不同环境载荷作用下船舶耦合动力响应。不同组合的装载工况下系泊大缆和拖缆 A、B 的静态张力变化规律见表 8。

表 8 静态分析结果

Tab.8 Results of static analysis

名称	工况A	工况B	工况C	工况D	工况E	工况F	工况G	工况H
系泊大缆张力F_L /kN	485.45	258.11	437.54	237.99	423.19	230.25	481.69	234.41
系泊大缆夹角θ_C /°	27.88	21.92	27.5	22.83	25.48	22.27	33.06	26.35
拖缆A张力F_{tugA} /kN	204.58	107.63	172.09	74.186	178.76	79.68	221.66	112.28
拖缆B张力F_{tugB} /kN	314.7	224.87	297.68	217.61	280.69	216.16	320.66	199.57

对表 8 进行分析可得, 圆筒型 FPSO 采用 75 000 吨级穿梭油轮进行双艉拖作业时, 系泊大缆、拖缆 A 和 B 的最大张力分别为 485 kN、221 kN 和 321 kN, 均发生在环境载荷 90°入射工况下。系泊大缆最大张力远低于 1960 kN 的安全工作载荷, 拖缆 A 和 B 的拖带张力均低于拖轮系柱拖力的 80%, 从静态分析结果可得双艉拖外输方案满足外输作业要求。

动态响应分析主要模拟 3 h 环境载荷作用下外输系统的运动响应情况, 计算结果见表 9。

由表 9 可知, 系泊大缆和拖缆 A、B 的最大拖带张力均发生在环境载荷入射角 90°时, 其中系泊大缆最大张力发生在工况 C, 最大值为 1360 kN; 拖缆 A 和 B 最大张力发生在工况 G, 最大值分别为 236 kN 和 330 kN。系泊大缆最大张力低于 1960 kN 的安全工作载荷, 拖缆 A 和 B 拖带张力均低于拖轮系柱拖力的 80%。进一步对环境载荷入射角 90°的 A、C、E、G 四个工况的系泊大缆张力和夹角进

行分析，系泊大缆张力和夹角时历曲线如图 6 ~ 7 所示。工况 A、C 下，系泊大缆张力和夹角波动较大，工况 C 张力最大为 1360 kN、夹角最大为 210°，表明穿梭油轮在环境载荷作用下处于相对不稳定状态；工况 E、G 下，系泊大缆张力和夹角波动范围较小，穿梭油轮在环境载荷作用下相对稳定。对比 A、C 和 E、G 两组工况可知，穿梭油轮压载状态对系泊稳定性影响较大，其中满载状态下更有利于系泊稳定。

表 9　动态分析结果

Tab.9　Results of dynamic analysis

工况	系泊大缆张力F_L /kN			拖缆A张力F_{tugA} /kN			拖缆B张力F_{tugB} /kN		
	平均值	标准差	最大值	平均值	标准差	最大值	平均值	标准差	最大值
工况A	505.1	188.1	1203.5	204.5	4.6	221.5	314.7	2.1	322.3
工况B	260.9	88.2	599.0	107.9	1.4	112.9	225.0	1.0	228.6
工况C	459.7	156.0	1355.1	172.0	4.6	188.6	297.6	2.1	305.3
工况D	238.9	73.2	566.0	74.3	1.3	79.2	217.7	0.9	221.0
工况E	428.4	152.7	972.2	178.6	3.5	191.3	280.6	1.8	287.2
工况F	211.2	82.8	505.6	79.7	1.1	83.8	216.2	0.7	218.6
工况G	501.8	119.5	1101.7	221.5	4.0	236.0	320.6	2.4	329.5
工况H	298.5	61.6	549.0	112.5	1.1	116.5	199.7	0.7	202.4

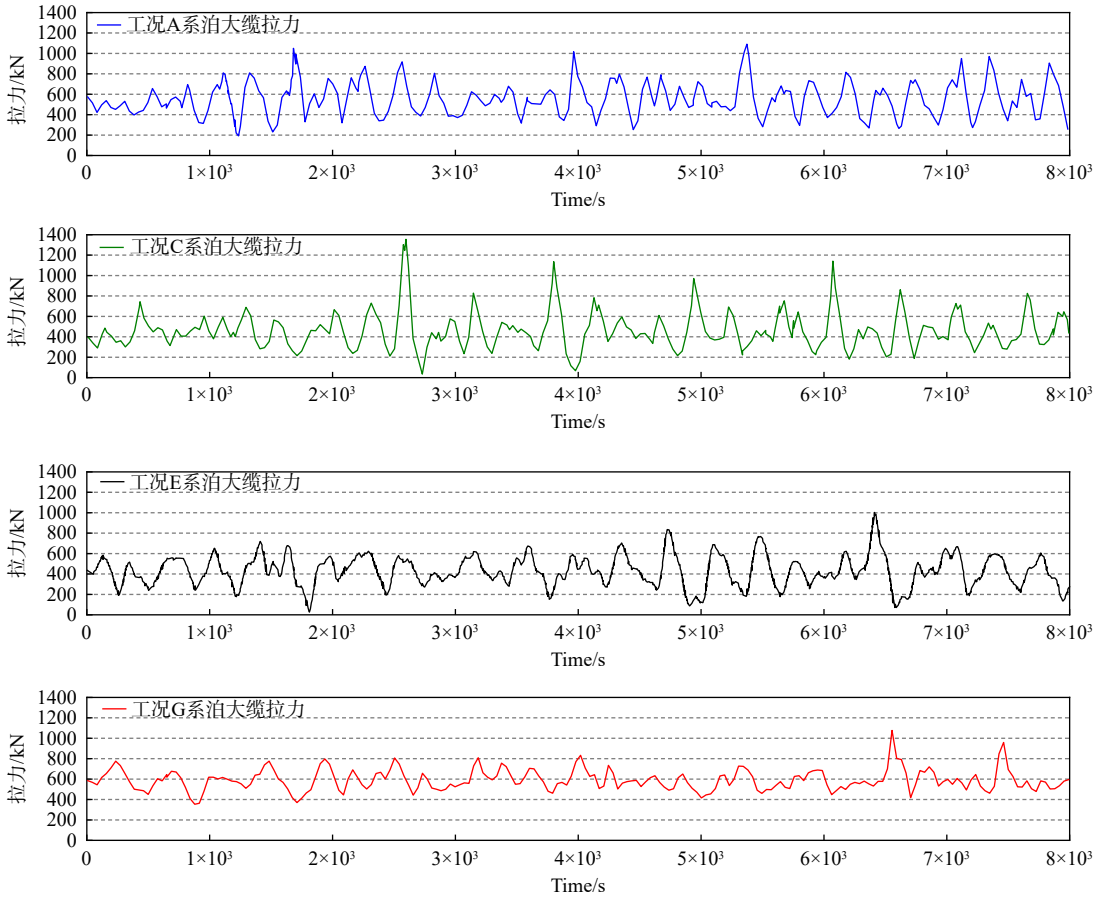


图 6　系泊大缆张力时历曲线

Fig.6　Time-history curve of mooring line tension

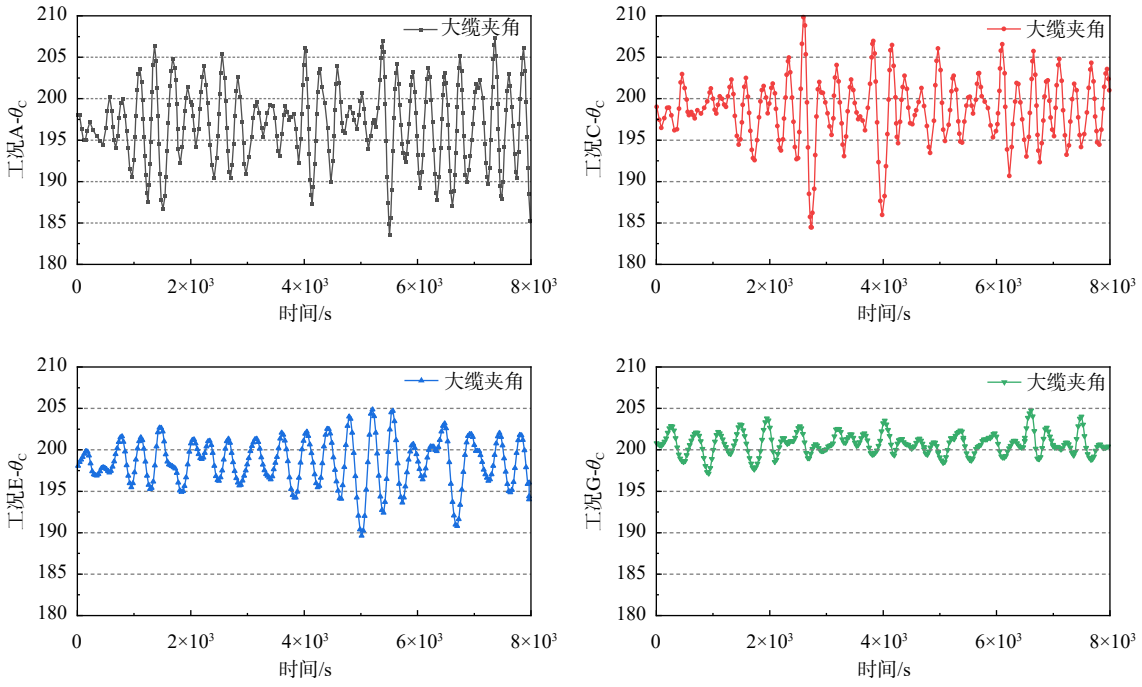


图 7 系泊大缆夹角时程曲线

Fig.7 Time history curve of mooring line angle

综上可得，静力、动力计算的系泊缆绳张力、拖带缆绳张力及缆绳夹角等均小于安全作业限值，数值计算结果表明“艏侧推、双艉拖”外输方案满足圆筒型 FPSO 安全外输作业要求。穿梭油轮满载状态较半载状态更稳定，实际作业过程中，可通过调整穿梭油轮配载状态提高船舶稳定性。

3 外输方案模拟实验

3.1 实验设备

本次模拟实验中所使用的模拟设备为船舶操纵全任务模拟器，模拟器所用软件为 K-SIM NAVIGATION。该模拟器由挪威 Kongsberg 公司设计研发并通过了 DNV 的验证，可用于船舶操纵、海洋溢油、海事碰撞及海工作业等模拟实验，模拟设备如图 8 所示。



（a）控制中心 （b）驾驶台

图 8 模拟设备控制中心及驾驶台

Fig.8 Simulation equipment control center and bridge

3.2 实验方案设计

实验针对 T-1、T-2、T-3 三艘穿梭油轮的在泊、内波流、强对流三种环境进行模拟，T-1、T-2、T-3 三艘穿梭油轮参数见表 10，系泊点在东北外输点(30°)，如图 9 所示。

表 10　穿梭油轮主要参数

Tab.10　Main parameters of shuttle tankers

参数/单位	T-1	T-2	T-3
总长L_{OA} /m	184	199.9	228.6
型宽B /m	32.3	32.3	32.3
总载重DWT /t	52 687	56 192	75 493

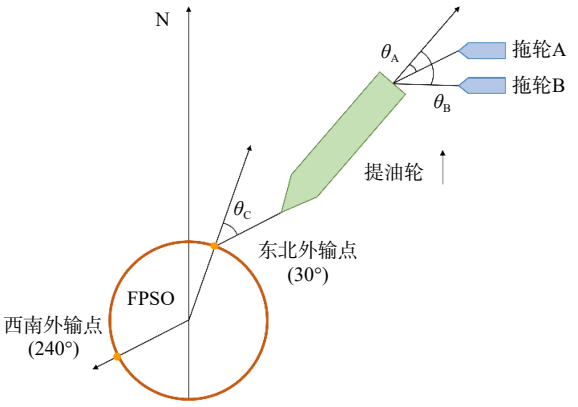


图 9　东北外输点在泊示意图

Fig.9　Schematic of the northeast offloading point at berth

模拟实验中设备参数设置见表 6, 同时对相关参数安全阈值作如下规定: 风速≤16 m/s 且横风≤8 m/s; 有义波高≤3.5 m; 大缆张力 30 min 内超 980 kN 不多于 3 次, 或单次不超 1960 kN; 大缆夹角安全范围−30°≤θ_C≤30°, 警戒范围−45°≤θ_C≤45°; 拖缆夹角安全范围−40°≤θ_A≤70°, −70°≤θ_B≤40°, 模拟实验具体参数设定见表 11。

表 11　外输模拟实验场景参数设定

Tab.11　Parameter settings for simulation experiment scenarios

场景	操作内容	FPSO		流			风		海浪			提油轮	
		状态	系缆 /m	流速 /kn	流来向 /°	流去向 /°	风速 /kn	风向 /°	浪高 /m	周期 /s	浪向 /°	状态	艏向 /°
S1	东北	满载	100	1	110	290	16	110	1.5	4.3	110	半载	200
S2	外输点	半载	100	1	110	290	16	110	1.5	4.3	110	半载	200
S3	双艉拖	半载	100	1	110	290	16	110	1.5	4.3	110	满载	200
S4	西南	满载	100	2	65	245	36	45	4.8	7.3	45	半载	60
S5	外输点	半载	100	2	65	245	36	45	4.8	7.3	45	半载	60
S6	单艉拖	半载	100	2	65	245	36	45	4.8	7.3	45	满载	60

3.3 实验过程及结果分析

(1)对 T-3 进行 S1、S2、S3 场景模拟实验

首先对 T-3 进行 S1~S3 场景模拟实验, 探究最不利压载组合。通过模拟实验, 获得 S1~S3 系泊大缆张力时历曲线如图 10 所示; 系泊大缆及拖缆 A、B 的张力 F_L、F_{tugA}、F_{tugB}、夹角 θ_C、θ_A、θ_B 的特征量详见表 12。对比分析图 10 和表 12 发现, S2 场景下系泊大缆张力频繁超过 980 kN 安全阈值, 系泊大缆

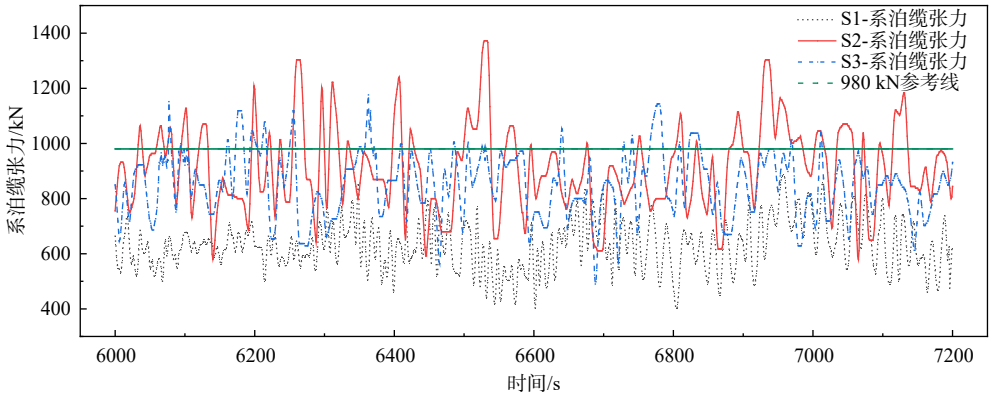


图 10　系泊大缆张力时历曲线

Fig.10　Time history curves of mooring lines tension

夹角超过±30°安全范围；S3 场景下系泊缆张力有短暂超过 980 kN 的情况，但持续时间较短，系泊大缆夹角维持在安全范围内；S1 场景下无论系泊大缆张力还是大缆夹角都在安全范围内。因此，S2 场景所对应的“半载−半载”为最不利压载状态，后续极限承载力校核以该压载状态作为输入条件之一。

表 12 T-3/S1 ~ S3 模拟结果统计

Tab.12 Simulation results for T-3/Scenarios S1 ~ S3

分类/单位	均值	标准差	最小值	最大值
S1系泊大缆张力F_{L1}/kN	630.5	87.9	400.9	886.5
S1系泊大缆夹角θ_{C1}/°	−17.2	5.7	−25.0	−5.0
S2系泊大缆张力F_{L2}/kN	910.7	148.1	579.3	1372.8
S2系泊大缆夹角θ_{C2}/°	−47.5	0.7	−48.7	−45.9
S3系泊大缆张力F_{L3}/kN	851.5	113.8	490.0	1176.0
S3系泊大缆夹角θ_{C3}/°	−26.4	5.0	−29.7	−20.3

（2）基于 T-3、S2“半载−半载”工况，进行 S2-1 ~ S2-5 场景模拟

在 FPSO 和穿梭油轮都处于半载状态下，分别进行穿梭油轮正前、左前、左正横、左后和正后五个方向受风、流模拟试验以探究最不利风向，分别记为 S2-1、S2-2、S2-3、S2-4、S2-5，模拟实验参数见表 13，模拟实验结果见表 14。其中，S2-1、S2-2 场景下系泊大缆张力、夹角以及拖缆 A、B 的拉力、夹角均在安全范围内，穿梭油轮易达到平衡状态，为较稳定的在泊场景；S2-3 场景下系泊大缆张力频繁超过 980 kN，S2-4、S2-5 场景下需频繁调节拖轮 A、B 的拖带拉力才能使穿梭油轮处于相对稳定状态，因此 S2-3 ~ S2-5 为不稳定的在泊场景。由于 S2-4、S2-5 场景下穿梭油轮在泊状态很不稳定，因此不再提高风速进行模拟，而仅基于 S2-3 场景提高风速、浪高等环境条件，作进一步模拟分析以探索极限风速。在 S2-3 场景基础上，提高风速至 20 kn、有义波高 2 m、周期 4.8 s，记为 S2-3-1，实验测试得到系泊大缆张力、相对穿梭油轮方向角以及拖轮等相关参数均在安全范围内；在 S2-3 基础上，继续提高风速至 24 kn、有义波高 2.6 m、周期 5.4 s，记为 S2-3-2，模拟发现，该场景下系泊大缆张力频繁超过 980 kN，且最大可达 1180 kN，已不能安全进行外输作业。在其他条件相同的条件下，穿梭油轮的在泊状态随风速的提高而越来越难以控制。综上所述，T-3 穿梭油轮半载、FPSO 半载、左正横、左正横后场景下的安全外输风速为 20 kn。

表 13 T-3/S2-1 ~ S2-5 模拟实验场景参数设定

Tab.13 Simulation scenario parameters for T-3/scenarios S2-1 ~ S2-5

场景	操作内容	FPSO		环境载荷	流	风		浪	穿梭油轮	
		状态	系缆/m	风浪流同向/°	流速/kn	风速/kn	浪高/m	周期/s	状态	艏向/°
S2-1	在泊模拟	满载	100	200	1	16	1.5	4.3	半载	200
S2-2	在泊模拟	半载	100	155	1	16	1.5	4.3	半载	200
S2-3	在泊模拟	半载	100	110	1	16	1.5	4.3	半载	200
S2-3-1	在泊模拟	半载	100	110	1	20	2.0	4.8	半载	200
S2-3-2	在泊模拟	半载	100	110	1	24	2.6	5.4	半载	200
S2-4	在泊模拟	半载	100	65	1	16	1.5	4.3	半载	200
S2-5	在泊模拟	半载	100	20	1	16	1.5	4.3	半载	200

（3）对 T-1、T-2 分别进行 S2-1 ~ S2-5 场景模拟

分别对 5.0×10^4 吨级和 5.5×10^4 吨级的 T-1、T-2 穿梭油轮开展 S2 模拟分析，模拟实验结果见表 15。由表 15 可知，T1、T2 在 S2 场景下的系泊大缆张力、夹角以及拖轮拖缆张力、夹角均在安全阈值内。对比分析表明，随着穿梭油轮吨位的降低，系泊大缆的张力及角度变化幅度总体呈减小趋势，拖轮 A、B 的拖带拉力和角度变化范围亦相应减小，这表明较低吨位的穿梭油轮在系泊作业中更易达到平衡位置，系泊系统的整体响应更为平稳。

表 14 T-3/S2-1 ~ S2-5 模拟实验结果

Tab.14 Simulation results for T-3/scenarios S2-1 ~ S2-5

场景	大缆张力 /kN	大缆夹角 /°	拖轮A拉力 /kN	拖缆A夹角 /°	拖轮B拉力 /kN	拖缆B夹角 /°
S2-1	196 ~ 490	−5 ~ −1	147	160	117.6	200
S2-2	196 ~ 980	−26 ~ −19	294	190	343	225
S2-3	176.4 ~ 1160	−36 ~ −30	294	200	392	240
S2-3-1	137.2 ~ 1040	−20 ~ −10	392	200	392	240
S2-3-2	117.6 ~ 1180	−11 ~ 8	343 ~ 392	200 ~ 205	274.4 ~ 392	240
S2-4	98 ~ 882	−33 ~ 3	392	180	98 ~ 343	233
S2-5	0 ~ 882	5 ~ 65	98 ~ 490	145	0 ~ 294	215

表 15 T-1、T-2/S2-1 ~ S2-5 模拟实验结果

Tab.15 Simulation results for T-1、T-2/scenarios S2-1 ~ S2-5

穿梭油轮	场景	大缆张力 /kN	大缆夹角 /°	拖轮A拉力 /kN	拖缆A夹角 /°	拖轮B拉力 /kN	拖缆B夹角 /°
T-1	S2-1	98 ~ 490	−5 ~ −1	98	160	98	200
	S2-2	98 ~ 784	−16 ~ −13	215.6	165	107.8	225
	S2-3	49 ~ 539	−13 ~ −4	245	200	88.2	230
	S2-4	39.2 ~ 617.4	−6 ~ 20	264.6	180	0 ~ 215.6	230
	S2-5	0 ~ 882	5 ~ 65	215.6 ~ 313.6	160 ~ 180	0.98	230
T-2	S2-1	215.6 ~ 333.2	−1 ~ 0.1	0	210	196	180
	S2-2	352.8 ~ 460.6	−22 ~ −19	147	210	205.8	180
	S2-3	548.8 ~ 627.2	−26 ~ −24	245	220	343	185
	S2-4	470.4 ~ 637	−29 ~ −27.5	245	225	392	180
	S2-5	196 ~ 294	15 ~ 30	0	210	343	163 ~ 174

综合表 14 和表 15 的分析结果可知, T-1、T-2 和 T-3 三种型号的穿梭油轮在系泊状态下均能满足外输作业的安全要求。然而, 在 T-3 半载、FPSO 半载、左正横、左正横后风向工况条件下, 安全外输临界风速为 20 kn。为保障外输作业安全, 对于吨位小于 T-3 的穿梭油轮, 在同样压载条件及风向条件下, 其外输作业的风速控制限值应参照 20 kn 执行。

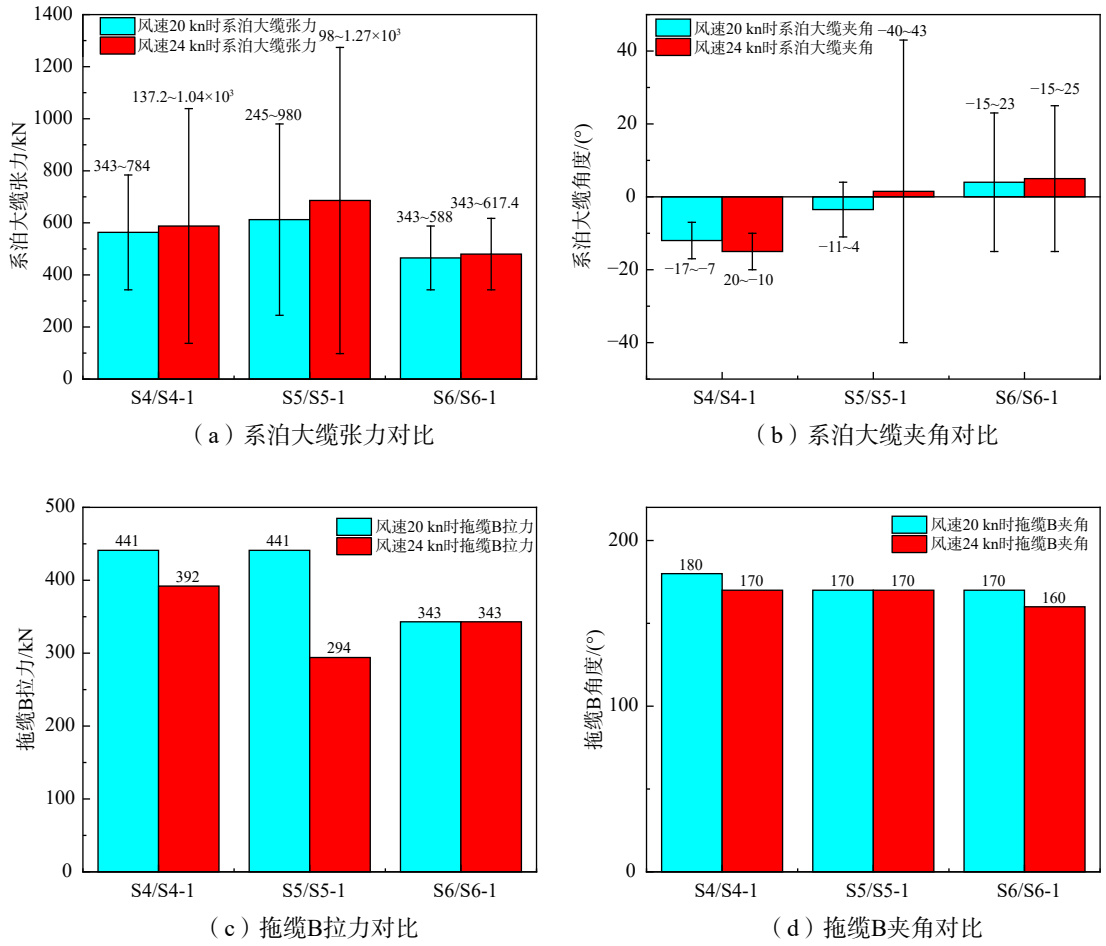
(4)对 T-3 分别进行 S4、S5、S6 场景模拟

根据 3.3 节(1)、(2)部分的研究, 穿梭油轮吨位越大, 其船位维持与姿态控制的难度越高。基于此, 本节重点考察 T-3 在西南外输点、单艉拖外输方案下的风速条件限值。对 T-3 分别开展 S4、S5、S6 三种场景的数值模拟, 结果表明: 在 S4、S5、S6 场景下, 系泊大缆与拖缆 B 的各关键参数均处于安全范围之内。为进一步探究风况极限, 将风速提高至 40 kn, 分别记为 S4-1、S5-1 和 S6-1 场景, 其模拟结果及与 S4 ~ S6 的对比列于表 16 和图 11。

表 16 T-3/S4 ~ S6 模拟实验结果

Tab.16 Simulation results for T-3/scenarios S4 ~ S6

场景	大缆张力 /kN	大缆夹角 /°	拖轮B拉力 /kN	拖缆B夹角 /°
S4	343 ~ 784	−17 ~ −7	441	180
S5	245 ~ 980	−11 ~ 4	441	170
S6	343 ~ 588	−15 ~ 23	343	170
S4-1	137.2 ~ 1040	−20 ~ −10	392	170
S5-1	98 ~ 1270	−40 ~ 43	294	170
S6-1	343 ~ 617.4	−15 ~ 25	343	160



（a）系泊大缆张力对比　（b）系泊大缆夹角对比

（c）拖缆B拉力对比　（d）拖缆B夹角对比

图 11 T-3/S4 ~ S6 模拟实验结果对比图

Fig.11 Comparison of simulation results for T-3/S4 ~ S6

当风速升至 40 kn 时，S4-1 场景下系泊大缆张力出现短暂超过 980 kN 的情况，随后迅速回落至安全范围内，大缆夹角始终处于安全范围；S5-1 场景下系泊大缆张力持续远超 980 kN 安全限值，大缆夹角在−40°~43°区间内大幅波动，处于失稳危险状态；S6-1 场景下系泊大缆张力与夹角均处于安全范围内。由于 S5-1 为 S4-1 向 S6-1 过渡的中间态，因此可判断西南外输点、单艉拖外输作业的临界风速为 36 kn。

4 结　论

本文通过数值模拟和船舶模拟器模拟相结合的方案，对不同吨位的穿梭油轮在不同场景下的圆筒型 FPSO 双外输系统的设计与作业可行性开展研究，主要结论如下：

（1）针对圆筒型 FPSO 在复杂海况下外输作业的挑战，本文提出的外输方案总体可行。该方案作为高成本 DP 穿梭油轮的替代方案，通过选择合适外输作业点和双拖轮拖带的协同控制，可提升外输作业安全性和环境适应性。

（2）穿梭油轮的吨位与系泊大缆张力及夹角呈正相关关系。随着船舶吨位的降低，系泊大缆和拖缆的张力及夹角变化幅度总体呈减小趋势，表明船舶吨位越小，系泊系统越容易达到动态平衡位置，作业安全性相对更高。

（3）T-1、T-2、T-3 三种型号的穿梭油轮在系泊状态下均能满足外输作业的安全要求。但需注意采

用东北外输点、双艉拖方案进行外输作业的安全临界风速为 20 kn, 采用西南外输点、单艉拖方案的安全临界风速为 36 kn。

参 考 文 献：

[1] 韩　熠, 黄曙光, 方　堃, 等. FPSO 发展现状及趋势分析[J]. 化学工程与装备, 2019(4): 241–243.
Han Y, Huang S, Fang K, et al. Analysis of the development status and trend of FPSO[J]. Chemical Engineering & Equipment, 2019(4): 241–243. (in Chinese)

[2] 黄　吉, 姜晓翔, 甘霏斐. FPSO 国内外发展及市场展望[J]. 船舶工程, 2021, 43(12): 29–36.
Huang J, Jiang X X, Gan F F. Development and market prospect of FPSO at home and abroad[J]. Ship Engineering, 2021, 43(12): 29–36. (in Chinese)

[3] Igbadumhe J, Bonoli J, Dzielski J, et al. Coupled FPSO roll motion response and tank sloshing in a pair of two row cargo tanks[J]. Ocean Engineering, 2023, 278: 114273.

[4] Li P, Ma G, Qiao D, et al. Reversed tension characteristics in subsea mooring connectors for an FPSO SPM in shallow water[J]. Ocean Engineering, 2023, 283: 115080.

[5] 倪　剑. 半潜式海洋平台在海洋环境下的动力响应分析[J]. 化学工程与装备, 2021(6): 176–177.
Ni J. Dynamic response analysis of semi-submersible platform under marine environment[J]. Chemical Engineering & Equipment, 2021(6): 176–177. (in Chinese)

[6] 项宇琪, 刘亚东, 陈　超. 适应南海海况的 FPSO 系泊系统设计与运动响应[J]. 中国海洋平台, 2023, 38(2): 50–56.
Xiang Y Q Liu Y D, Chen C. Mooring system design and motion response of FPSO suitable for the South China Sea conditions[J]. China Offshore Platform, 2023, 38(2): 50–56. (in Chinese)

[7] 郭建廷, 倪世杰, 嵇春艳. 非对称系泊系统作用下浅水浮式海洋平台运动耦合分析[J]. 舰船科学技术, 2021, 43(3): 136–140.
Guo J T, Ni S J, Ji C Y. Motion coupling analysis of shallow water floating platform under asymmetric mooring system[J]. Ship Science and Technology, 2021, 43(3): 136–140. (in Chinese)

[8] Costa D D O, Fernandes A C, Sales Junior J S. Optimization of system of oscillating water columns to mitigate pitch response of FPSO platforms submitted to head waves[J]. Ocean Engineering, 2023, 286: 115729.

[9] 王永兴, 孙丕松, 杨　港, 等. 一体化建造方法在圆筒型 FPSO 项目中的应用[J]. 山东化工, 2021, 50(12): 168–170.
Wang Y X, Sun P S, Yang G, et al. Application of integrated construction in cylindrical FPSO project[J]. Shandong Chemical Industry, 2021, 50(12): 168–170. (in Chinese)

[10] Amin I, Dai S, Day S, et al. Experimental investigation on the influence of interceptor plate on the motion performance of a cylindrical FPSO[J]. Ocean Engineering, 2022, 243: 110339.

[11] 白　杰, 李　焱, 曲志森, 等. 新型圆筒型 FPSO 垂荡抑制结构优化设计[J]. 海洋工程, 2020, 38(1): 20–29.
Bai J, Li Y, Qu Z S, et al. Optimization design of heave suppression structure for new cylindrical FPSO[J]. Ocean Engineering, 2020, 38(1): 20–29. (in Chinese)

[12] 袁　磊. 圆筒型 FPSO 基准定位分段吊装运输设计[J]. 海洋工程装备与技术, 2020, 7(2): 120–125.
Yuan L. Design for datum and positioning hull segment’s lifting and transportation of cylinder FPSO[J]. Ocean Engineering Equipment and Technology, 2020, 7(2): 120–125. (in Chinese)

[13] 易　丛, 于博骞, 卢文月, 等. 波流耦合作用对圆筒型 FPSO 运动响应的影响[J]. 中国海洋平台, 2023, 38(5): 42–48.
Yi C, Yu B Q, Lu W Y, et al. Influence of wave-current interaction on motion response of cylinder FPSO[J]. China Offshore Plarform, 2023, 38(5): 42–48. (in Chinese)

[14] 徐晨峰, 李　俊, 卢文月, 等. 圆筒型 FPSO 砰击预报模型及响应特性[J]. 中国海洋平台, 2023, 38(5): 12–19.
Xu C F, Li J, Lu W Y, et al. Impact prediction model and response characteristics of cylindrical FPSO[J]. China Offshore Plarform, 2023, 38(5): 12–19. (in Chinese)

[15] 谢　颖, 吴　洁, 姚　潇, 等. 全球 FPSO 船型开发领域核心技术的演化分析[J]. 船舶工程, 2021, 43(2): 48–56.

Xie Y, Wu J, Yao X, et al. Analysis on evolution of core technologies in global FPSO ship-type development[J]. Ship Engineering, 2021, 43(2): 48–56. (in Chinese)

[16] Xu X, Gaidai O, Yakimov V, et al. FPSO offloading operational safety study by a multi-dimensional reliability method[J]. Ocean Engineering, 2023, 281: 114652.

[17] Kang Z, Zhang C, Sun L. Research on truncation method of FPSO and offloading system in model test[J]. Applied Ocean Research, 2017, 67: 94–108.

[18] 栗铭鑫, 陈维, 李清, 等. 新型圆筒型FPSO串靠外输作业耦合水动力响应分析[J]. 海洋工程, 2023: 1−10.
Li M X, Chen W, Li Q, et al. Analysis of coupled dynamics response for new cylindrical FPSO in tandem offloading operation[J]. Ocean Engineering, 2023: 1−10. (in Chinese)

[19] 周书敏, 杨 玥, 王 璞. 圆筒型FPSO阻尼板结构强度计算方法研究[J]. 船舶, 2021, 32(5): 114–119.
Zhou S M, Yang Y, Wang P. On calculation method for structural strength of cylindrical FPSO damping box[J]. Ship & Boat, 2021, 32(5): 114–119. (in Chinese)

[20] 徐 超, 孙丕松, 刘 鹏, 等. 圆筒型FPSO出坞关键技术研究[J]. 石油工程建设, 2021, 47(S2): 123−129.
Xu C, Sun P S, Liu P, et al. Study on critical of cylindrical FPSO undocking operation[J]. Petroleum Engineering Construction, 2021, 47(S2): 123–129. (in Chinese)

[21] 王春升, 陈国龙, 石 云, 等. 南海流花深水油田群开发工程方案研究[J]. 中国海上油气, 2020, 32(3): 143–151.
Wang C S, Chen G L, Shi Y, et al. Engineering plans study on the development of Liuhua deep water oilfields in the South China Sea[J]. China Offshore Oil and Gas, 2020, 32(3): 143–151. (in Chinese)

[22] 李 达, 白雪平, 张婧文, 等. 圆筒型FPSO总体设计方案与关键技术——以“海洋石油122”为例[J]. 中国海上油气, 2023, 35(2): 184–194.
Li D, Bai X P, Zhang J W, et al. Overall design scheme and key technologies of cylindrical FPSO: taking“HYSY122”as an example[J]. China Offshore Oil and Gas, 2023, 35(2): 184–194. (in Chinese)

[23] OCIMF. Guidelines for offshore tanker operations, 1st Edition[R]. London: Oil Companies International Marine Forum, 2018.

[24] DNV G. DNVGL ST N001-2020 general guidelines for marine project[S]. Germany: Noble Denton, 2020.

[25] Geng H, Lu J, Wang D, et al. Study on offloading operation of cylindrical FPSO under extreme weather[J]. American Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2021, 6(1): 22–23.