

Phân tích ảnh hưởng của sai số lên hệ truyền động chân đế giàn khoan tự nâng

■ **THS. TRẦN TIẾN ĐẠT; PGS. TS. ĐẶNG XUÂN KIÊN; TS. LÊ VĂN VANG**
Trường Đại học Giao thông vận tải TP. Hồ Chí Minh

TÓM TẮT: Giàn khoan tự nâng là một hệ thống điều khiển phức tạp, trong đó hệ thống truyền động được thiết kế hoạt động đảm bảo ổn định trong các điều kiện làm việc khắc nghiệt nhất. Bài báo phân tích đặc tính động học, khảo sát ảnh hưởng của yếu tố môi trường và hiệu ứng thủy động học ảnh hưởng lên quá trình điều khiển ổn định nâng hạ giàn khoan. Hệ phương trình động học được thiết lập trước khi thiết kế cơ khí và thi công mô hình phục vụ quá trình điều khiển ổn định nâng hạ giàn khoan. Các kết quả của bài báo chứng tỏ rằng việc phân tích hệ thống thanh răng - bánh răng rất quan trọng vì hình dáng hình học và vị trí tiếp xúc thay đổi liên tục theo chuyển động quay của bánh răng trong quá trình điều khiển.

TỪ KHÓA: Công trình ngoài khơi, giàn khoan tự nâng, hệ thanh răng - bánh răng, phân tích ứng suất.

ABSTRACT: The jack-up rig is a complex control system in which the drive system is designed to operate consistently under the most difficult working conditions. The paper investigates the dynamic properties, studies the influence of environmental factors and the hydrodynamic effects concerning the lifting control process of the rig. Kinetic equations were set up before the mechanical design and construction of the model for the stable control process of lifting and lowering the jack-up rig. The results show that the rack-pinion system analysis is a very important process because the geometry and the contact position change continuously with the rotation of the gear during control.

KEYWORDS: Offshore constructions, jack-up rig, rack-pinion, stiffness analysis.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Giàn khoan tự nâng lần đầu tiên được giới thiệu vào cuối những năm 1950, hệ thống truyền động kiểu thanh răng - bánh răng dùng để nâng hạ giàn đã được đưa ngay sau đó [1] và giàn khoan trở thành cơ sở hạ tầng rất phổ biến để thăm dò dầu khí [2] chủ yếu do dễ lắp đặt, bảo dưỡng, sửa chữa, khả năng thích ứng tuyệt vời với độ sâu nước (Hình 1.1).



Hình 1.1: Giàn khoan HAKURYU-II

Tổng quan các công trình gần đây [1-7] cho thấy việc nghiên cứu về hệ thống thanh răng - bánh răng của giàn khoan tự nâng còn tồn tại một số nhược điểm về kỹ thuật như ứng suất tới hạn và giới hạn mỏi, khả năng sử dụng của hệ thống thanh răng - bánh răng cần được phát triển toàn diện hơn nhằm đạt được hiệu suất tối ưu trong thiết kế. Bên cạnh đó, tác động của môi trường có thể được chia thành tải trọng tĩnh bao gồm độ sâu của nước, địa chất đáy biển, nhiệt độ không khí, nước, độ ẩm và các tải trọng động như gió, sóng, dòng chảy. Trong đánh giá độ bền kết cấu của chân giàn chủ yếu xét đến các ảnh hưởng của gió, sóng và dòng chảy [4, 8-10].

Do vậy, nhằm phân tích đặc tính động học của hệ thống tự nâng giàn khoan, triển khai các thiết kế để khảo sát ảnh hưởng của các yếu tố môi trường, hiệu ứng thủy động học ảnh hưởng lên quá trình điều khiển ổn định nâng hạ giàn khoan, bài báo khái quát và phân tích tác động môi

trường ở phần 2, mô hình toán học giới thiệu tại phần 3. Trên cơ sở mô hình toán học, tiến hành triển khai thiết kế, mô phỏng và chế tạo mô hình thử nghiệm, các kết quả được đưa ra trong phần 4. Các nhận xét, đánh giá và kết luận đưa ra trong phần 5.

2. PHÂN TÍCH CÁC TÁC ĐỘNG LÊN KẾT CẤU GIÀN

2.1. Tác động của sóng, gió và dòng chảy

Tải trọng gió ảnh hưởng đến độ ổn định của độ bền kết cấu, độ ổn định nổi của giàn và nó phụ thuộc vào vận tốc, diện tích chắn gió, chiều cao và hình dạng kết cấu. Hiện nay, có 4 phương pháp tính tải trọng gió: thử nghiệm hiện trường, đường hầm gió, mô phỏng số và sử dụng công thức dựa tổng hợp từ thực nghiệm [4, 8-10].

Tải trọng sóng có thể gây thiệt hại xấu cho các công trình ngoài khơi, hiện nay có hai phương pháp để thiết lập mô hình sóng, phương pháp sóng thiết kế và phương pháp thống kê sóng [11-13]. Công cụ kỹ thuật tốt nhất hiện có để tính toán là sử dụng phương trình Morison [14]:

$$F_w = \rho \int_{-a}^{\eta} \left(\frac{1}{2} C_d Du|u| + C_m \pi \frac{D^2}{4} \dot{u} \right) ds \tag{1}$$

- Trong đó: ρ - Trọng lượng riêng chất lỏng;
- C_d - Hệ số cản;
- C_m - Hệ số quán tính;
- D - Đường kính chân giàn.

u, \dot{u} - Vận tốc, gia tốc của nước theo phương ngang tác dụng lên chân giàn.

Vận tốc dòng chảy thay đổi theo độ sâu, thời gian, không gian và rung động do xoay được bỏ qua trong quá trình tính toán cho công trình ngoài khơi. Thông thường, dòng chảy được coi là ổn định, ta cần tính toán vận tốc và biên dạng vận tốc của dòng chảy trên mặt nước [15,16]. Lực tác dụng của dòng chảy lên chân có thể được tính riêng theo phương trình sau[14]:

$$F_c = \frac{1}{2} \rho D C_d u|u| \tag{2}$$

2.2. Hiệu ứng khuếch đại thủy động học và sai lệch hình học bánh răng

Hoạt động định kỳ của sóng và dòng chảy sẽ gây ra rung động cho kết cấu của giàn cùng các liên kết của chân giàn [17,18]. Để phân tích rung động của các công trình biển, ta có các phương pháp thích hợp như khuếch đại hệ số động, phân tích miền tần số hoặc phân tích miền thời gian [11, 12]. Sử dụng phương pháp khuếch đại hệ số động, trong đó tải trọng quán tính được sử dụng để biểu diễn cho tải trọng động thì tỷ số giữa khuếch đại đáp ứng động và khuếch đại đáp ứng tĩnh được tính bằng phương pháp DAF (Dynamic Amplification Factor) [14].

$$DAF = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{T_N}{T}\right)^2\right]^2 + \left(2\varepsilon \frac{T_N}{T}\right)^2}} \tag{3}$$

Trong đó: T_N - Tần số tự nhiên của giàn; T - Tần số kích thích của sóng; ε - Tỷ lệ giảm chấn.

Bên cạnh đó, toàn bộ ứng suất truyền từ bánh răng đến thanh răng liên quan đến các thông số hình học quan trọng

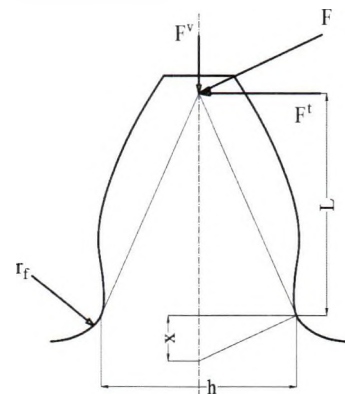
như số răng của bánh răng, bước răng, góc áp suất, vị trí tiếp xúc và độ cao răng của thanh răng [10]. Hình dạng hình học của hệ thanh răng - bánh răng quyết định việc thực hiện chính xác các hoạt động nâng hoặc hạ chân giàn khoan... một lỗi nhỏ về hình dạng của răng có thể làm giảm hiệu suất hoạt động mong muốn của hệ thanh răng - bánh răng.

Truyền động thanh răng - bánh răng có nhiều loại sai số (như sai lệch biên dạng răng, bước răng, hướng tâm, hướng trục và một số lỗi không xác định...). Sai số hình dạng và vị trí của bề mặt tiếp xúc sẽ ảnh hưởng đến sai số truyền động, sai số tích lũy của bề mặt lắp ghép như bánh răng, trục và vòng đệm. Khi đó, hệ truyền động sẽ bị ảnh hưởng bởi các sai số hình học khác nhau, tổng các sai số thành phần sẽ được xếp chồng lên nhau theo [6], cụ thể là:

$$\begin{aligned} & (\Delta x_{0i}, \Delta y_{0i}, \Delta z_{0i}, \Delta \theta_{0i}, \Delta \beta_{0i}, \Delta \gamma_{0i}) \\ &= \begin{pmatrix} dx_{i1} + dx_{i2} + \dots, dy_{i1} + dy_{i2} + \dots, \\ dz_{i1} + dz_{i2} + \dots, \delta x_{i1} + \delta x_{i2} + \dots, \\ \delta y_{i1} + \delta y_{i2} + \dots, \delta z_{i1} + \delta z_{i2} + \dots \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} \sum_{j=1}^n dx_{ij}, \sum_{j=1}^n dy_{ij}, \sum_{j=1}^n dz_{ij}, \\ \sum_{j=1}^n \delta x_{ij}, \sum_{j=1}^n \delta y_{ij}, \sum_{j=1}^n \delta z_{ij} \end{pmatrix} \end{aligned} \tag{4}$$

Trong đó: $dx_{ij}, dy_{ij}, dz_{ij}, \delta x_{ij}, \delta y_{ij}, \delta z_{ij}$ lần lượt là sai số thứ j của chi tiết thứ i. $\Delta x_{0i}, \Delta y_{0i}, \Delta z_{0i}, \Delta \theta_{0i}, \Delta \beta_{0i}, \Delta \gamma_{0i}$ lần lượt là 3 sai số dịch chuyển theo và 3 sai số quay của cùng 1 chi tiết dưới sự chồng chất các sai số hình học khác nhau.

3. MÔ HÌNH TOÁN HỌC



Hình 3.1: Thông số chính của một răng

Hình dáng hình học và lực tác dụng lên một răng được thể hiện như Hình 3.1. Ứng suất uốn răng do hoạt động của bánh răng suy ra theo phương trình Lewis [19,20] có thể được trình bày như sau:

$$\sigma_b = \frac{F^t Q}{bY} \tag{5}$$

Trong đó: F^t - Tải trọng truyền; b - Bề rộng mặt răng; m - Mô-đun bánh răng;

$$Q = \pi/p$$

Y - Hệ số Lewis, hệ số này có thể được tính như sau [19]:

$$Y = \frac{2xQ}{3} \tag{6}$$

x - Kích thước được trình bày trong hình học (Hình 3.1) và x có thể tính như sau [19]:

$$x = \frac{h^2}{4L} \quad (7)$$

Lực tương đương với mô-men xoắn cực đại tác dụng (τ_{max}) có thể được đo từ phương trình sau:

$$F^t = \frac{\tau_{max}}{r} \quad (8)$$

Ứng suất uốn (σ_b) của bánh răng có thể lấy từ hướng dẫn của Hiệp hội các nhà sản xuất bánh răng Hoa Kỳ (AGMA) [21]

$$\sigma_b = K_O K_V K_S K_H K_B \frac{F_t}{bmY} \quad (9)$$

Trong đó: F_t - Tải trọng;

K_O - Hệ số quá tải;

K_V - Hệ số động;

K_S - Hệ số kích thước;

K_H - Hệ số phân phối tải trọng;

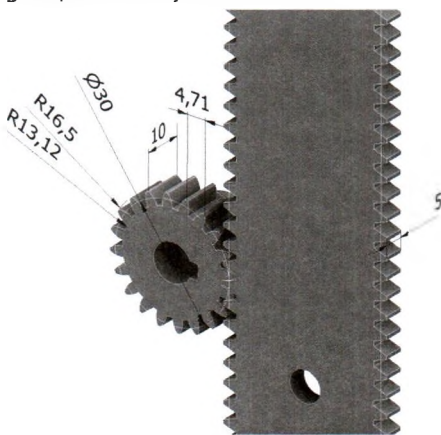
K_B - Hệ số độ dày răng;

b - Chiều rộng mặt của chiều dài chịu tải.

Giá trị của kích thước, độ dày, tốc độ hoạt động và cách sử dụng có được bằng cách sử dụng biểu đồ và đồ thị của cuốn sách do Childs viết (2013) [19] theo khuyến nghị của AGMA được trình bày trong công thức số (9).

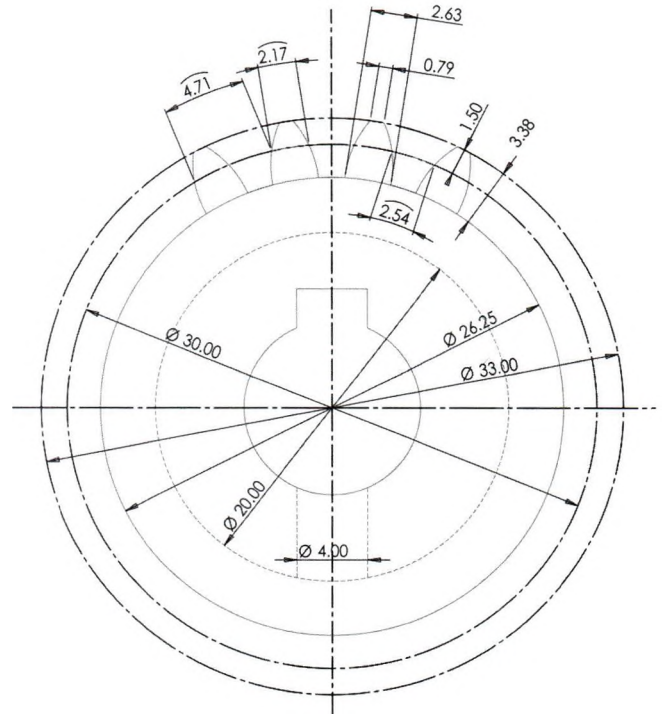
4. THIẾT KẾ VÀ MÔ PHỎNG

Trong quá trình thiết kế và mô phỏng mô hình 3D, răng đầu tiên của bánh răng được tạo thành bằng cách sử dụng các tọa độ từ đường cong thân khai và sau đó cho quay 360 độ để tạo ra các răng còn lại. Tương tự, hình dáng hình học của thanh răng được phát triển ở dạng liên tục bởi sự lặp lại của răng trên thanh răng đơn. Sau khi lắp ráp thanh răng và bánh răng, mô hình mô phỏng của hệ thống thanh răng - bánh răng được trình bày như Hình 4.1.



Hình 4.1: Mô phỏng thanh răng - bánh răng

Trong nghiên cứu này, chúng tôi đã mô hình hóa toàn bộ hệ thống thanh răng - bánh răng bằng phần mềm Autodesk Inventor Professional 2021, thay vì khảo sát một chiếc răng duy nhất đã được thực hiện bởi Cao và các cộng sự. (2013) [2]. Trong quá trình thiết kế, các thông số được lựa chọn và tính toán (Hình 4.2) trên Bảng 4.1 đã được tuân thủ chính xác với dung sai 0,1 mm để phát triển mô hình thanh răng - bánh răng cho mô hình chân đế giàn khoan. Độ dày bánh răng được đề xuất là 10 mm và độ dày thanh răng là 5 mm.



Hình 4.2: Hình dáng hình học bánh răng

Bảng 4.1. Thông số thanh răng - bánh răng

Thông số	Giá trị
Góc áp lực	20°
Bán kính vòng lăn	30 mm
Bước răng	4,71
Bán kính đỉnh răng	33 mm
Bán kính chân răng	26,25 mm
Mô-đun	1,5 mm
Số răng	20
Chiều cao răng thanh răng	3,38 mm

5. KẾT LUẬN

Trong bài báo này, các phân tích được thực hiện để khảo sát ứng suất, độ cứng và tính năng mỏi của hệ thống thanh răng - bánh răng bằng cách sử dụng hình dáng hình học theo tiêu chuẩn quy định và các thông tin thiết kế khác. Thông qua việc phân tích hệ, cơ sở mô hình toán học, triển khai thiết kế, chúng tôi đã mô phỏng và chế tạo thành công mô hình thử nghiệm thanh răng - bánh răng cho chân đế giàn khoan. Tuy nhiên, do thu thập các số liệu của giàn khoan tự nâng tương đối khó khăn nên có thể kết quả chưa phản ánh chính xác với điều kiện thực tế. Kết quả bài báo là cơ sở để tiếp tục mở rộng nghiên cứu, ứng dụng các giải thuật điều khiển cân bằng trên mô hình giàn khoan tự nâng.

Tài liệu tham khảo

- [1]. A.N. Montestruc (2010), *Allowable contact stresses in jacking gear units used in the offshore industry*, Geartechnology 01, 53-57.
- [2]. Y.G. Cao, S.H. Zhang (2013), *Failure analysis of a*

pinion of the jacking system of a jack-up platform, Eng. Fail. Anal. 33, 212-221.

[3]. Khondaker Sakil Ahmed, Ang Kok Keng, Koh Chan Ghee (September 2020), *Stress and stiffness analysis of a 7-teeth pinion/rack jacking system of an Offshore jack-up rig*, Engineering Failure Analysis, vol.115, 104623.

[4]. Yazhou ZHU, Chengmeng SUN, Xiaoyu ZHANG, XinQi, Hongde QIN, Bin JIANG (October 2015), *Sensitivity of self-elevating unit leg strength to different chord space*, Petroleum Exploration and Development, vol.42, Issue 5, pp.717-722.

[5]. Francisco J. Godoy, Fernando Lorenzo, *Dynamic Analysis of a Jack-Up Rig, SDOF Approach: Design Consideration-I*. ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Volume 4A: Dynamics, Vibration and Control.

[6]. M. Mack Aldener, M. Olsson (April 2001), *Tooth Interior Fatigue Fracture computational and material aspects*, International Journal of Fatigue, vol.23, Issue 4, pp.329-340.

[7]. Min Zhang, Zhijing Zhang, Lingling Shi, Peng Gao, Jiabo Zhang, Weimin Zhang (November 2020), *A new assembly error modeling and calculating method of complex multi-stage gear transmission system for a large space manipulator*, Mechanism and Machine Theory Volume 153, 103982.

[8]. Tan Mei, Feng Jun, Xiong Fei (2014), *Research on the wind load of jack-up drilling platform*, Naval Architecture and Ocean Engineering, (1): 18-23.

[9]. Lin Yi, Hu Ankang, Xiong Fei (2012), *Numerical simulation and experiment study on wind load of jack-up platform*, Chinese Journal of Hydrodynamics, 27(2): 208-215.

[10]. Zhu Hang, Ma Zhe, Xie Bin, et al. (2010), *Wind loads and wind pressure distribution acting on HYSY-981 semi-submersible platform in gradient wind field*, China Offshore Oil and Gas, 22(4): 270-274.

[11]. Huang Lumeng, Zhang Yanting, Zhang Lei, et al. (2013), *Semi-active drilling drawworks heave compensation system*, Petroleum Exploration and Development, 40(5): 620-624.

[12]. Qian Kun (2004), *Study on calculation of motions and loads on floating body in large amplitude waves*, Dalian: Dalian University of Technology.

[13]. Guo Xingqian (2012), *Wave loading prediction of deepwater drilling ship*, Ship & Boat, 23(3): 40-44, 67.

[14]. Society of Naval Architects and Marine Engineers (2012), *SNAME Technical and research bulletin 5-5A site specific assessment of jack-up units*, New Jersey: Society of Naval Architects and Marine Engineers.

[15]. Gao Chang (2010), *Analysis and experimental study of wave-current loads on jack-up truss-type leg*, Tianjin: Tianjin University.

[16]. American Bureau of Shipping (2014), *ABS rules for building and classing mobile offshore drilling units*, New York: American Bureau of Shipping.

[17]. Wu Xiaoping, Lu Sheng (2010), *Environmental loading and structure strength of self-elevating drilling unit*, Shanghai Shipbuilding, (3): 36-41.

[18]. DET NORSKE VERITAS (2012), *Recommended practice DNV-RPC205: environmental conditions and environmental loads*, Oslo: DET NORSKE VERITAS.

[19]. W. Lewis (1893), *Investigation of the strength of gear teeth*, Am. Machinist 16, 10.

[20]. Association, A.G.M. (1982), *AGMA Standard for Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur and Helical Involute Gear Teeth*, AGMA.

[21]. ISO 6336 (2019), *Calculation of load capacity of spur and helical gears*, Part 3: Calculation of tooth bending strength.

Ngày nhận bài: 05/5/2021

Ngày chấp nhận đăng: 11/6/2021

Người phản biện: PGS. TS. Võ Công Phương