

NGHIÊN CỨU PHƯƠNG PHÁP TÍNH TOÁN CẦN HỘP ỚNG LỒNG TRÊN CẦN TRỤC

Dương Trường Giang¹

Tóm tắt: *Tính toán kết cấu cần hộp ống lồng là phức tạp, mô hình và phương pháp giải cần phù hợp với đặc điểm làm việc và yêu cầu ứng dụng thực tế. Chính vì vậy việc nghiên cứu tính toán là cần thiết trong thực tế. Bài báo là sự kế thừa các nghiên cứu đã có để xây dựng mô hình tính, phương pháp giải và cả công cụ tính toán. Thuật toán được xây dựng cho phép thiết lập các chương trình máy tính cho các tính toán khác nhau. Qua ví dụ trình bày trong bài báo cho thấy phương pháp tính toán áp dụng khả thi cho các bài toán kỹ thuật trong thực tế như thiết kế, cải tạo, sửa chữa kết cấu cần hộp ống lồng trên cần trục.*

Từ khóa: Cần hộp ống lồng, cần trục, trường hợp tải, lực tác dụng

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Cần trục tự hành có cần dạng hộp ống lồng được sử dụng nhiều do có kết cấu nhỏ gọn và linh hoạt, đây là loại rất phổ biến trong thực tế. Ở Việt Nam có rất ít nghiên cứu liên quan đến hệ cần hộp ống lồng trên cần trục tự hành, chỉ có một số tài liệu chuyên ngành chung (TCVN 4244-2005), (Trương Quốc Thành, nnk 2004), tối ưu kết cấu tháp cần trục tháp (Dương Trường Giang, nnk 2010).

Về đặc điểm tính toán, mô hình của (Navneet. K, et al 2012) coi các đoạn cần là dầm công xôn, các đoạn cần là tuyệt đối cứng để xây dựng phương pháp phân phối lực và mô men. Ngoài ra có các nghiên cứu liên quan như: sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn dưới tác dụng của tải trọng tĩnh (Bakr. N.K 2013); nghiên cứu động lực học cần hộp ống lồng khi tách thành các đoạn dầm tương đương (Ioannis. R, 2013); nghiên cứu các dạng tiết diện trên cần hộp ống lồng theo lý thuyết đồng dạng (R.Teng, et al 2013); nghiên cứu ổn định tấm thành mỏng của cần hộp ống lồng trên cần trục tự hành (Lars. H, et al 1991). Tác giả (Towarek, 1998) nghiên cứu ổn định động cần trục tựa trên nền khi quay, (Lawrence K. Shapiro et al, 2011) trình bày các dạng bài toán ổn định lật đổ với cần trục nói chung và cần trục tự hành nói riêng. Trong các nghiên cứu kể trên chưa phân tích lực theo đặc điểm cần trục, phương pháp và thuật toán tính toán đáp ứng yêu cầu bài toán kỹ thuật trong thực tế.

Việc tính toán kết cấu cần hộp ống lồng là phức tạp, vì vậy trong giới hạn phạm vi bài báo chỉ nêu phương pháp tính toán kết cấu cần hộp ống lồng khi coi khung bệ và nền là tuyệt đối cứng. Phương pháp tính phục vụ tính kết cấu thép, chọn vật liệu, chọn xi lanh thủy lực...triển khai áp dụng trong các bài toán kỹ thuật trong thực tế.

2. MÔ HÌNH VÀ PHƯƠNG PHÁP TÍNH TOÁN

2.1. Tải trọng và mô hình tính

Tải trọng tác dụng lên cần sẽ được phân tích theo các mặt phẳng tương ứng góc nghiêng cần α_i , như sơ đồ hình 1. Cần trục tự hành nâng hạ cần, tải trọng nâng thay đổi theo tầm với tương ứng với chiều dài cần L và góc nghiêng cần α . Như vậy mỗi trạng thái tay cần có đường đặc tính tải trọng riêng, trong tính toán đường đặc tính tải trọng là thông số cho trước. Bài toán phân tích lực tổng quát cho vị trí bất kỳ của đường đặc tính tải trọng tương ứng. Các thành phần tải trọng phân tích, tính toán tương ứng theo góc nghiêng α , phân tích tính toán hai trong số các trường hợp lực tác động ngang bất lợi (TCVN 4244-2005, FEM 1.001).

Các thành phần tải trọng tác động (hình 1) trong bài báo được phân tích có các thành phần: tải trọng nâng và hợp lực căng cáp nâng theo đường đặc tính tải trọng (Q_i, S_i); trọng lượng bản thân các đoạn cần (G_1, G_2, G_3, G_4); lực gió tác động vuông góc với cần và trong mặt phẳng cần ($W_1^d, W_1^n, W_2^d, W_2^n, W_3^d, W_3^n, W_4^d, W_4^n, W_4^d, W_4^n$); lực quán tính ly tâm khi

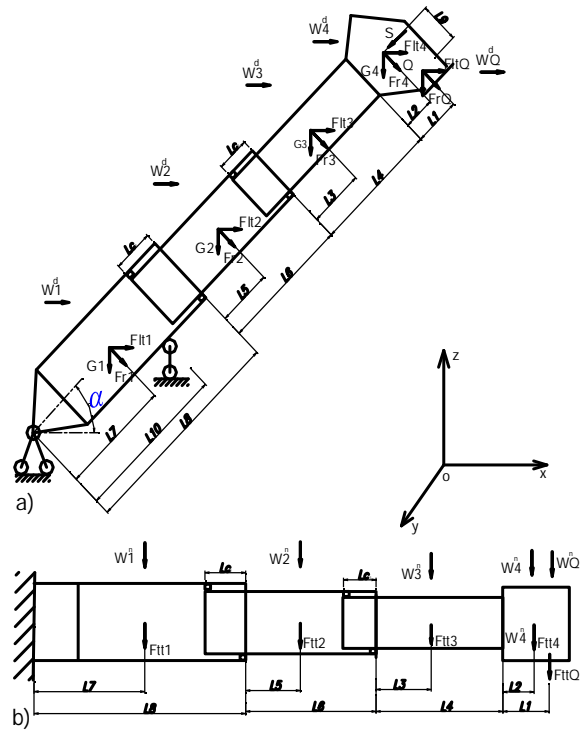
¹ Khoa Cơ khí Xây dựng, Trường Đại học Xây dựng

quay ($F_{lt1}, F_{lt2}, F_{lt3}, F_{lt4}, F_{ltQ}$); các lực quá tính tiếp tuyến khi quay ($F_{tt1}, F_{tt2}, F_{tt3}, F_{tt4}, F_{ttQ}$); các lực quán tính khi nâng hạ cần ($F_{r1}, F_{r2}, F_{r3}, F_{r4}, F_{rQ}$).

Kết cấu cần hộp là kết cấu chịu biến dạng lớn khi làm việc, để đảm bảo điều kiện này trong khi tính toán bằng cách khuếch đại các tải trọng biến đổi với hệ số tương ứng (TCVN 4244-2005, FEM 1.001).

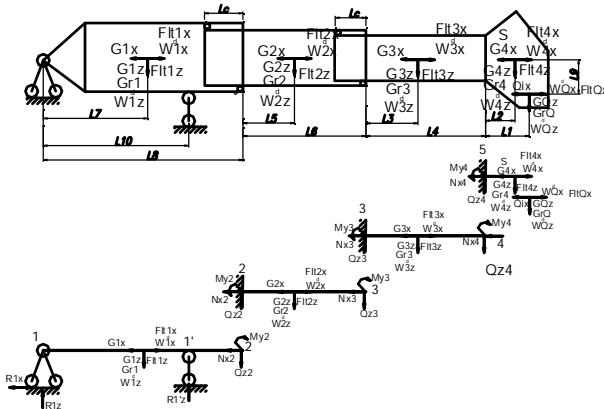
Giả thiết xây dựng mô hình tính toán: hệ khung bê cần trục là tuyệt đối cứng, trong mô hình tính các đoạn cần không biến dạng, chia làm các đoạn kế tiếp, việc xét tới biến dạng bằng khuếch đại tải trọng biến đổi, các tải trọng được quy đổi trong các mặt phẳng.

Mô hình tính sử dụng nguyên tắc phân phối lực và mô men (Navneet. K, et al 2012), quy đổi cho 2 mặt phẳng tác dụng. Mô hình tính toán cho cần có 3 đoạn cần mô tả ở hình 2 và hình 3 với tải trọng quy đổi theo 2 phương. Trong đó: các vị trí 2,3,4 là vị trí liên kết các đoạn cần, vị trí 1 theo 2 mặt phẳng có liên kết ràng buộc khác nhau, các thành phần lực quy đổi theo phương vuông góc và dọc theo trục dọc cần.

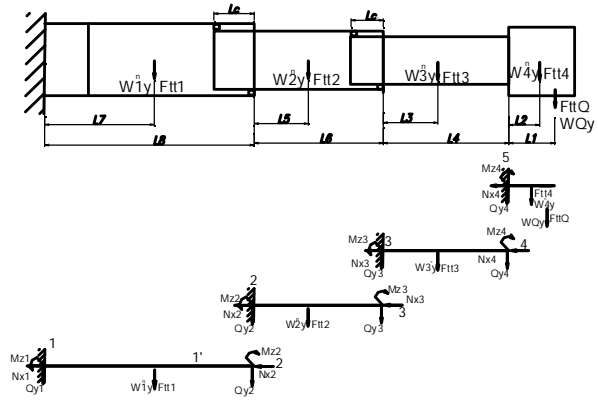


Hình 1. Sơ đồ lực tác dụng lên cần hộp dạng ống lồng

a) Sơ đồ trong mặt phẳng tải trọng; b) Sơ đồ trong mặt phẳng ngang.



Hình 2. Mô hình tính trong mặt phẳng tải trọng nâng



Hình 3. Mô hình tính trong mặt phẳng ngang

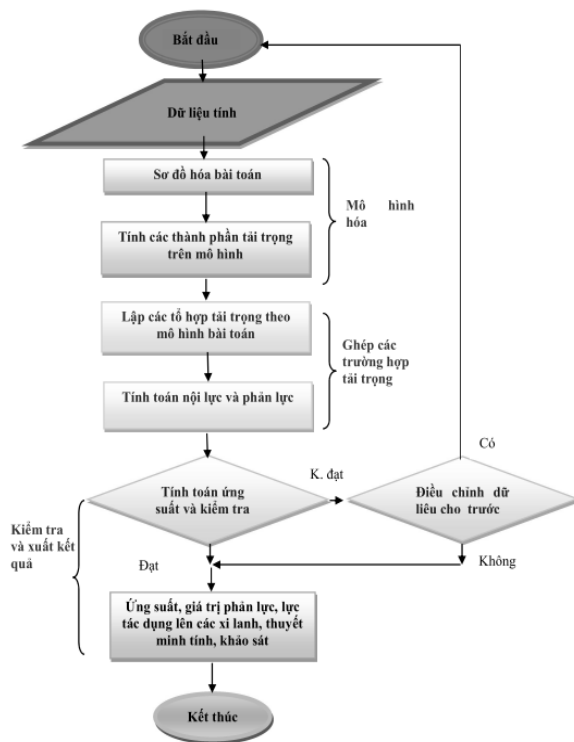
2.2. Phương pháp và thuật toán tính toán

Thuật toán chung phương pháp tính toán cần hộp ống lồng trên cần trục tự hành trong nghiên cứu này mô tả như hình 4. Các dữ liệu cho trước như đặc tính kỹ thuật cần trục, tiết diện cần, vật liệu ... Thuật toán thiết lập gồm các mô đun: Mô hình hóa và phân tích tải trọng, Ghép trường hợp tải trọng, Kiểm tra và xuất kết quả, khảo sát. Bảng tính trong bài báo được xây dựng bằng Microsoft Office Excel, cũng cho phép nâng cấp giao diện bằng các ngôn ngữ lập trình khác.

Mô hình hóa và phân tích tải trọng, xác định theo mô hình 2 và 3, các tải trọng theo đường đặc tính tải trọng ứng.

Ghép trường hợp tải trọng với nội lực trong một tổ hợp tải trọng xác định theo nguyên lý cộng tác dụng. Theo nguyên lý này tính nội lực cho tổ hợp tải trọng của các trường hợp tải trọng 1 - tải trọng làm việc khi không có gió, trường hợp tải trọng 2 - tải trọng làm việc khi có gió, trường hợp tải trọng 3 - tải trọng bất thường bao

gồm cả xét biến dạng và không biến dạng (TCVN 4244-2005).



Hình 4. Sơ đồ thuật toán mô tả tính toán cần hộp ống lồng trên cần trục tự hành

Nội lực của đoạn cần tại vị trí thứ i do các thành phần tải trọng gây ra:

$$I_i = I_i(M_i, Q_i, N_i, T_i) = f(M_{i+1}, Q_{i+1}, N_{i+1}, T_{i+1}, Q_i, F_{lQ}, W_Q^d, G_i, F_{li}, W_i^d \dots)_j \quad (1)$$

Trong đó: M_i, Q_i, N_i, T_i lần lượt là mô men, lực cắt, lực dọc, mô men xoắn tại vị trí thứ i do các ngoại lực và các lực của vị trí $i+1$ tác dụng; $M_{i+1}, Q_{i+1}, N_{i+1}, T_{i+1}$ là các phản lực tại vị trí $i+1$, ở đoạn cần xét là ngoại lực tác dụng (Navneet. K, et al 2012).

Phản lực tại vị trí 1 là R_{1z} xác định xy lanh nâng cần, còn tại bạc trượt hay con lăn thì hai đoạn cần lồng nhau ở vị trí i và lực đẩy cần thò thụt khi bỏ qua lực cản ma sát là:

$$R_i = \frac{M_i}{L_{ci}} + Q_i; \quad R_{ixl} = N_{xi} \quad (2)$$

Trong đó: R_i là phản lực tại con lăn thì hay bạc trượt; L_{ci} là khoảng cách 2 con lăn hay bạc trượt; R_{ixl} là lực đẩy xy lanh.

Quá trình tính tương tự cho các vị trí kế tiếp của mô hình trong hình 2 và 3.

Kiểm tra và xuất kết quả, bao gồm kiểm tra ứng suất, ổn định và các yêu cầu khác trong giới hạn đàn hồi. Trên từng đoạn cần, ứng suất pháp và tiếp phụ thuộc vào các thành phần tải trọng trong trường hợp tải trọng xét.

Trong mặt phẳng chứa tải trọng nâng khi bỏ qua mô men xoắn:

$$\sigma_i = \sigma(M_{yi}, N_{xi}); \quad \tau_i = \tau(Q_{zi}) \quad (3)$$

Trong mặt phẳng ngang khi bỏ qua mô men xoắn:

$$\sigma_i = \sigma(M_{xi}, N_{xi}); \quad \tau_i = \tau(Q_{yi}) \quad (4)$$

Điều kiện ổn định cục bộ tính theo lý thuyết thanh thành mỏng (TCVN 4244-2005, Lars. H et al 1991) thỏa mãn điều kiện:

$$\sigma \leq [\sigma_{cp}^u]; \quad [\sigma_{cp}^u] = \frac{\sigma_{cp}^v}{\nu} \quad (5)$$

Trong đó: σ là ứng suất uốn của tiết diện (N/m^2); $[\sigma_{cp}^u]$ là ứng suất uốn ngang tới hạn cho phép (N/m^2); ν là hệ số an toàn uốn ngang.

Trong trường hợp nén và cắt: $\sigma_{cp}^v = K_\sigma \sigma_R^F$; $\tau_{cp}^v = K_\tau \sigma_R^F$ (6)

Ứng suất O le σ_R^F :

$$\sigma_R^F = \frac{\pi^2 E}{12(1-\eta^2)} \left(\frac{e}{b}\right)^2 \quad (7)$$

Trong đó: Các hệ số K_σ, K_τ là các hệ số uốn ngang phụ thuộc vào $\alpha = \frac{a}{b}$, với a, b là chiều dài tấm xét

(m); e là chiều dày tấm xét (m); E là mô đun đàn hồi (N/mm^2); η là hệ số Poat xông; Vật liệu làm cần trục là thép nên có $E=210000N/mm^2$ và $\eta=0,3$; thứ nguyên của σ_R^F và σ_{cp}^v là (N/m^2)

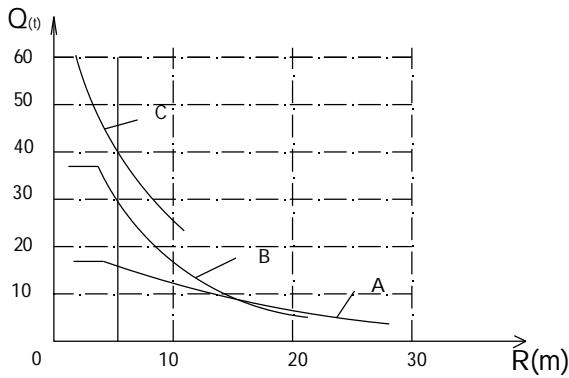
3. VÍ DỤ TÍNH TOÁN VÀ THẢO LUẬN

3.1. Số liệu cho trước và yêu cầu bài toán

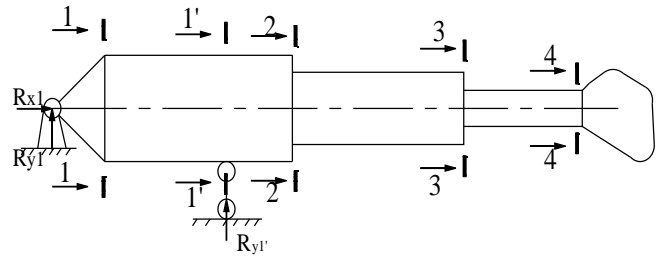
Các số liệu cho trước về kích thước hình học của cần hộp ống lồng được lấy theo cần trục tự hành TADANO GTE 600EX, hệ số nhóm chế độ làm việc $\gamma = 1,16$. Đường đặc tính tải trọng tính toán lấy theo hình 5, gồm 3 đường A,B,C tương ứng quá trình làm việc các đoạn cần. Các thông số động học: vận tốc nâng vật $v_n = 10m/ph$; vận tốc góc khi quay $\omega_q = 1 rad/s$, thời gian chuyển động không ổn định khi quay $t_q = 12s$, vận tốc góc nâng hạ cần để cần thay đổi tầm với $\omega_n = 0,04rad/s$, thời gian chuyển động không

ổn định khi nâng hạ cần $t_n = 8s$. Yêu cầu bài toán là tính toán, khảo sát ứng suất lớn nhất tại các tiết diện

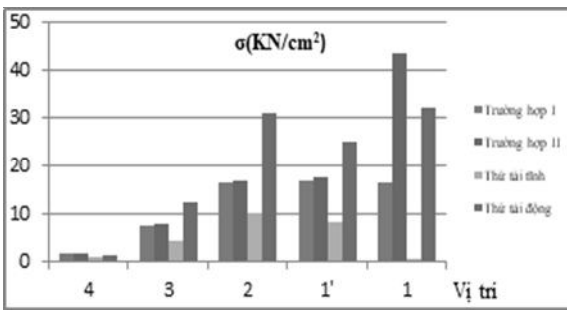
cần nguy hiểm để chọn vật liệu có cơ tính phù hợp phục vụ thiết kế mới hay cải tạo và sửa chữa.



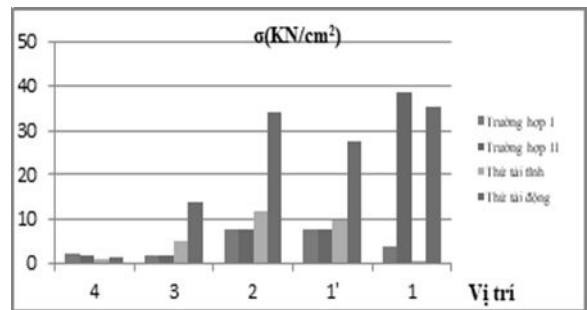
Hình 5. Đặc tính tải trọng của cần trục



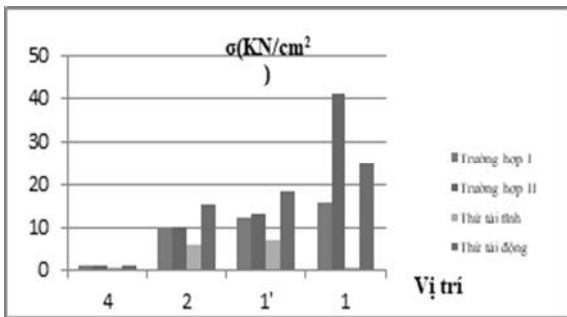
Hình 6. Các mặt cắt nguy hiểm trên cần



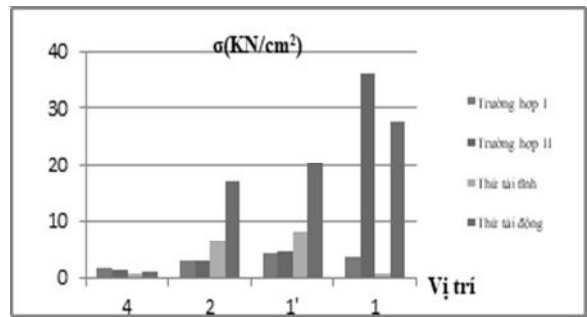
a)



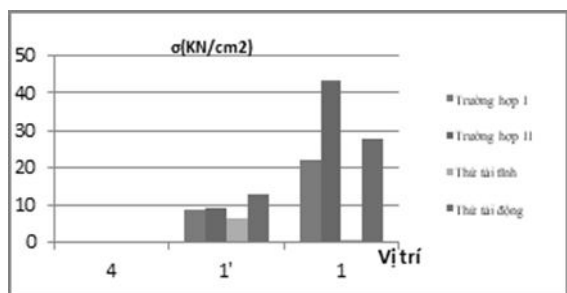
b)



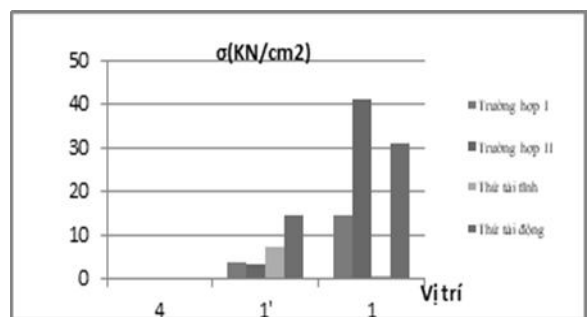
c)



d)



e)



h)

Hình 7. Ứng suất lớn nhất tại các vị trí tiết diện cần trong các trường hợp tải trọng

3.2. Kết quả tính toán và thảo luận

Hình 7 là giá trị ứng suất lớn nhất tại các tiết diện. Trong đó: Hình 7a- Ứng suất lớn nhất tại các tiết diện cần trong các trường hợp tải trọng theo đường đặc tính A khi chưa xét tới biến dạng lớn; Hình 7b - Ứng suất lớn nhất tại các tiết diện cần trong các trường hợp tải trọng theo đường đặc tính A khi xét tới biến dạng lớn; Hình 7c - Ứng suất lớn nhất tại các tiết diện cần trong các trường hợp tải trọng theo đường đặc tính B khi chưa xét tới biến dạng lớn; Hình 7d- Ứng suất lớn nhất tại các tiết diện cần trong các trường hợp tải trọng theo đường đặc tính B khi xét tới biến dạng lớn; Hình 7e - Ứng suất lớn nhất tại các tiết diện cần trong các trường hợp tải trọng theo đường đặc tính C khi chưa xét tới biến dạng lớn; Hình 7h - Ứng suất lớn nhất tại các tiết diện cần trong các trường hợp tải trọng theo đường đặc tính C khi chưa xét tới biến dạng lớn.

Trong các trường hợp trên ứng suất lớn nhất là $\sigma = 43,6$ (KN/cm²), khi thiết kế nhân với hệ số an toàn là 1,33 (trường hợp tải trọng 2) thì giá trị ứng suất lớn nhất khi tính toán là $\sigma = 1,33 * 43,6 = 57,988$

(KN/cm²). Vật liệu để chế tạo cần cần trực có giới hạn chảy tối thiểu là 57,988 (KN/cm²), ví dụ loại S690/S700 (EN 10025-6) hoặc phải tăng chiều dày tiết diện hộp ống lồng. Trong hai trường hợp thử tải, thì ứng suất lớn nhất khi thử tải động lớn hơn ứng suất lớn nhất khi thử tải tĩnh. Nguyên nhân là khi thử tải động cần trực thực hiện nhiều chuyển động có quán tính lớn. Do đó với cần trực tính toán ta chỉ cần thử tải động mà vẫn đảm bảo các yêu cầu khi thử tải. Khi kiểm tra cần trực làm việc theo đường đặc tính tải trọng C cũng đảm bảo yêu cầu cho các đường đặc tính A và B.

5. KẾT LUẬN

Bài báo đã trình bày phương pháp tính toán kết cấu thép cần hộp ống lồng trên cần trực tự để hành triển khai áp dụng trong các bài toán kỹ thuật trong thực tế. Dựa theo số liệu kỹ thuật cần trực TADANO GTE 600EX đã tính toán thử nghiệm cho cần hộp 3 đoạn cần theo các trường hợp tải trọng quy định. Qua ví dụ tính xác định được cơ tính vật liệu chế tạo cần thiết, đường đặc tính tải trọng cần trực đạt trạng thái nguy hiểm trong các đường đặc tính làm việc.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- Dương Trường Giang, Phạm Quang Dũng, Trần Nhất Dũng (2010), *Xác định tiết diện hợp lý cho kết cấu thép cần trực tháp*, Tạp chí khoa và công nghệ xây dựng, (số 8), trang 57-65.
- Trương Quốc Thành, Phạm Quang Dũng (2004), *Máy và thiết bị nâng*, NXB Khoa học và kỹ thuật, Hà Nội.
- Bộ Khoa học và Công Nghệ (2006), TCVN 4244-2005, *Thiết bị nâng, thiết kế chế tạo và kiểm tra kỹ thuật*, Hà Nội.
- Bakr.N.K (2013), “*Finite element analysis of the boom of the crane loaded statically*”, Eng&Tech, Journal Vol 3, pp 1629 -1639.
- Navneet. K, Mohd (2012), “*Force distribution on telescopic boom of crane*”, International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research, Vol 1 (2), pp 96-104.
- Ioannis G. R, Georget. M (2013), “*Dynamic Behavior of telescopic crane boom*”, International Journal of Structural Stability and Dynamics, Vol 13 (1), (DOI: 10.1142/S0219455413500107).
- Rumin Teng, Fuzheng Qu, Yanwei Teng, Xuyang Cao, Hao He, Chao Zhao (2013), “*Research on the section type for the telescopic boom of 100 AWP based on similarity theorem*”, Journal of Convergence Information Technology (JCIT), Vol 8 (3), (DOI:10.4156/jcit.vol8.issue3.96).
- Lars.H, Lars.S, Jerzy. Z (1991), “*Overall Stability of Thin-Walled Mobile Crane Booms Operating in the Postbuckling Range*”, J. Construct. Steel Research, Elsevier Science Publishers Ltd, pp 321-329.
- Lawrence K. Shapiro, Jay P. Shapiro (2011). *Cranes and Derricks*. The McGraw-Hill Companies, Inc.
- Towarek, Z. (1998). “*The Dynamic Stability Of a Crane Standing On Soil During The Rotation Of The Boom*”. Int. J. Mech. Sci., 40(6), pp 557-574.

Abstract:
**RESEARCH ON THE CALCULATION METHOD FOR
THE TELESCOPIC BOOM OF THE CRANE**

The calculation for the telescopic boom of the crane is complicated, the model and solution method should be suitable for the working characteristics and practical application requirements. Therefore, the research on calculation for the telescopic boom of the crane is very necessary in practice. This paper is the inheritance of existing studies in building computational models, solutions and calculation tools for the telescopic boom of the crane. The algorithm is built to allow setting up computer programs for calculation. The example presented in the paper shows that the calculation method to apply for practical problems of the telescopic boom.

Keywords: Telescopic boom, crane, load combine, force

Ngày nhận bài: 15/7/2019

Ngày chấp nhận đăng: 23/8/2019