

trong quá trình khai thác hàm lượng NOx trong khí xả của các động cơ này không tăng thì các động cơ này cần thiết phải bảo dưỡng để nâng cao chất lượng làm việc.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] GS, TS. Lê Viết Lượng, *Lý thuyết động cơ diesel*, Nhà xuất bản Giáo dục, 2001.
- [2] Nguyễn Văn Bình, Nguyễn Tất Tiến, *Nguyên lý động cơ đốt trong*, NXB giao thông vận tải, 1996
- [3] Bùi Văn Ga, Phạm Xuân Mai, Trần Văn Nam, Trần Thanh Hải Tùng, *Mô hình hóa quá trình cháy trong động cơ đốt trong*, NXB giáo dục, Hà Nội, 1997.
- [4] R. Egnell. *On Zero-dimensional Modelling of Combustion and NOx formation in Diesel Engines*. ISSN: 0282-1990, 2001.
- [5] Heywood, J. B. *Internal Combustion Fundamentals*. McGraw-Hill series in mechanical engineering. 1988.
- [7] Benson, R.S. and Whitehouse, N.D. *Internal Combustion Engines*. Volumes 1 and 2. Pergamon Press. 1979.

Người phản biện: TS. Nguyễn Huy Hào

TỰ ĐỘNG HÓA TÍNH TOÁN LỰC CĂNG TRONG BĂNG ĐAI BẰNG PHƯƠNG PHÁP VÒNG THEO CHU VI THE AUTOMATION OF CALCULATION BELT TENSION BY ROUND PERIMETER METHOD

PGS. TS. ĐÀO NGỌC BIÊN
Viện KHCS, Trường ĐHHH Việt Nam

Tóm tắt

Trong bài báo này trình bày việc tự động hóa tính toán lực căng trong băng đai bằng phương pháp vòng theo chu vi, đồng thời xây dựng chương trình tính toán tự động dựa trên ngôn ngữ lập trình Delphi.

Abstract

In this article, the automation of calculation belt tension by round perimeter method and the establishment of the program serving it by programming language Delphi are presented.

1. Đặt vấn đề

Tính toán băng đai là công việc thường gặp trong kỹ thuật cơ khí, trong đó tính toán lực căng tại các điểm đặc trưng của nó là một phần quan trọng. Tính toán lực căng trong băng đai nhằm kiểm tra độ bền của băng và tính toán lực kéo cần thiết, từ đó xác định công suất cần thiết của động cơ và chọn động cơ.

Khi tính toán lực căng của băng đai, cần thực hiện một khối lượng tính toán khá lớn, đồng thời phải nhiều lần tra số liệu từ các bảng tiêu chuẩn và vẽ biểu đồ lực căng. Việc tính toán thủ công không những mất thời gian, công sức, mà đôi khi còn bị sai sót, nhầm lẫn. Trong bài báo này trình bày việc tự động hóa tính toán lực căng trong băng đai và xây dựng chương trình tính toán tự động, bằng ngôn ngữ lập trình Delphi.

2. Nội dung tính toán lực căng trong băng đai

Để xác định lực căng tại các điểm đặc trưng của băng đai, người ta sử dụng phương pháp vòng theo chu vi. Dựa vào sơ đồ truyền động của băng đai, nếu gọi S_i là lực căng tại một điểm trên một đoạn của băng đai, nó sẽ bằng tổng lực căng tại điểm cuối S_{i-1} và lực cản $W_{i-1,i}$ của đoạn đó, nghĩa là:

$$S_i = S_{i-1} + W_{i-1,i} \quad (2.1)$$

Như vậy có thể xác định được lực căng tại một điểm đặc trưng bất kỳ của băng đai, nếu biết được lực cản ở từng phần của nó. Với phương pháp này, lực cản chuyển động sẽ được chia nhỏ cho từng đoạn cụ thể với những đặc trưng của đoạn đó về kết cấu, về hình dạng, bố trí... Trên mỗi

đoạn lực cản chuyển động là không đổi. Lực cản của băng đai được tính toán theo các trường hợp sau:

1) Đoạn thẳng ngang có tải và không tải (dùng con lăn đỡ)

$$W_{ct} = (q_v + q_b + q_{cl}^{ct})L_i\omega, \quad (2.2)$$

q_v - trọng lượng đơn vị vữa hàng, kG/m; q_b - trọng lượng đơn vị của băng kG/m; q_{cl}^{ct} - trọng lượng đơn vị của khối lượng phần quay các con lăn nhánh có tải, kG/m; L_i - chiều dài đoạn băng đai đang xét; ω - hệ số cản chuyển động của dây băng trên các con lăn đỡ.

$$W_{kt} = (q_b + q_{cl}^{kt})L_i\omega, \quad (2.3)$$

q_{cl}^{kt} - trọng lượng đơn vị của khối lượng phần quay các con lăn nhánh không tải, kG/m.

2) Đoạn thẳng nghiêng có tải và không tải (dùng con lăn đỡ)

$$W_{ct} = (q_v + q_b + q_{cl}^{ct})L_n\omega \pm (q_v + q_b)H, \quad (2.4)$$

L_n - hình chiếu của đoạn băng lên phương ngang; H - chiều cao nâng hàng; Dấu (+) lấy khi băng chuyển động lên, dấu (-), khi băng chuyển động xuống.

$$W_{kt} = (q_b + q_{cl}^{ct})L_n\omega \pm q_b H. \quad (2.5)$$

3) Đoạn cong qua nhóm con lăn

$$W_{cl} = S_v(\lambda - 1), \quad (2.6)$$

S_v - lực căng của dây băng trước đoạn cong; λ - hệ số tăng lực căng của dây băng do lực cản các con lăn đỡ, $\lambda = e^{\omega\alpha}$, ω - hệ số cản chuyển động của dây băng trên các con lăn đỡ; α - góc ở tâm đoạn cong (radian), $\alpha = 1,06...1,08\text{rad}$.

4) Đoạn cong qua tang trống

$$W_{lg} = S_v(k - 1), \quad (2.7)$$

k - hệ số tăng lực căng của bộ phận kéo do lực cản tại tang quay, phụ thuộc vào góc ôm của băng trên tang: $\alpha = 90^\circ; k_q = 1,03...1,05; \alpha = 180^\circ; k_q = 1,05...1,07$.

5) Lực cản của thiết bị vào tải

$$W_{vt} = W_t + W_m, \quad (2.8)$$

$$W_t - \text{lực cản để truyền cho hàng có tốc độ của bộ phận kéo, } W_t = \frac{Qv}{36}, \text{ kG,} \quad (2.9)$$

Q - năng suất của băng, T/h; v - tốc độ của băng, m/s.

$$W_m = \text{lực cản do thành dẫn hướng của máng vào tải, } W_m = 5l, \quad (2.10)$$

l - chiều dài thành dẫn hướng của máng, m.

6) Lực cản của thiết bị đỡ tải

- Khi đỡ tải qua tang ở cuối băng:

$$W_{dt} = 0; \quad (2.11)$$

- Khi đỡ tải kiểu gạt cố định (Dùng cho vật liệu rời):

$$W_g = (2,7...3,6)q_v B, \text{ B - chiều rộng băng, m;} \quad (2.12)$$

- Khi đỡ tải kiểu gạt di động (Dùng cho vật liệu đơn chiếc):

$$W_g = 0,6G_h, \text{ } G_h - \text{Trọng lượng kiện hàng, kG;} \quad (2.13)$$

- Khi đỡ tải bằng xe con, qua hai tang trống:

$$W_{xc} = (S_{vt} + q_v h)(k_q^2 - 1) + q_v h, \quad (2.14)$$

S_{vt} - lực căng dây băng tại điểm vào thiết bị đỡ tải; h - chiều cao đỡ tải, m.

7) Lực cản của thiết bị làm sạch:

$$W_s = \omega_s B, \quad (2.15)$$

ω_s - hệ số cản của thiết bị làm sạch băng, đối với nạo và gạt $\omega_s = 30...50$ kG/m; đối với bàn chải quay $\omega_s = 15...25$ kG/m.

Sau khi lần lượt xác định lực căng tại các điểm đặc trưng của băng, cuối cùng ta tìm được quan hệ giữa lực căng ở điểm vào tang dẫn S_v và điểm ra tang dẫn S_r : $S_v = S_r + W_{\text{tong}}$, (2.16)

W_{tong} - tổng lực cản trên suốt chiều dài dây băng.

$$\text{Mặt khác, theo O'le, giữa } S_v \text{ và } S_r \text{ có quan hệ: } S_v = S_r e^{\mu\alpha}, \quad (2.17)$$

μ - hệ số bám giữa dây băng và tang dẫn; α - góc ôm giữa dây băng và tang, rad.

Giải hệ phương trình (2.16) và (2.17), ta xác định được S_r và S_v , từ đó xác định được lực căng ở các điểm đặc trưng và vẽ biểu đồ lực căng.

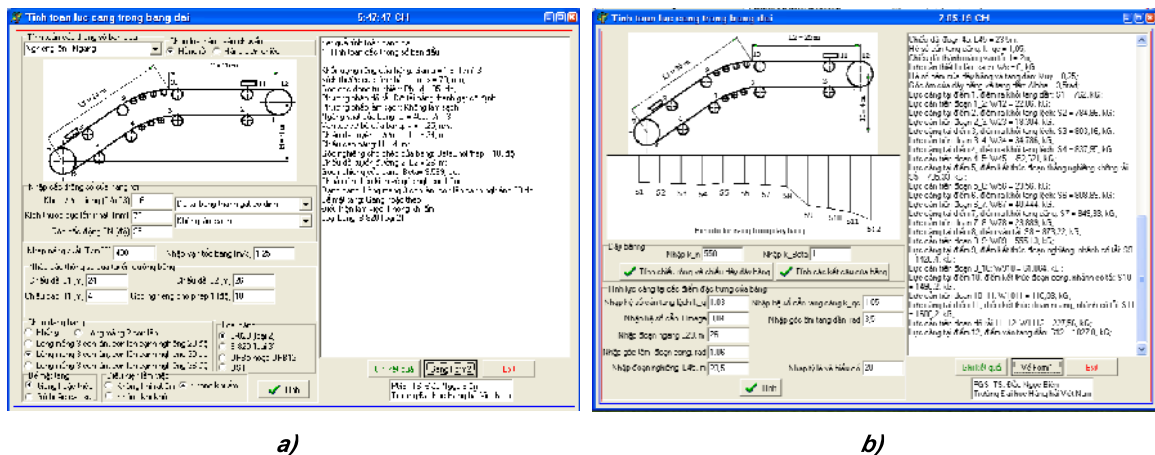
3. Xây dựng chương trình tính toán tự động lực căng

3.1 Xây dựng chương trình

Việc tính toán lực căng trong băng đai có thể được tự động hóa bằng các chương trình, xây dựng dựa trên các ngôn ngữ lập trình hiện đại. Trong số đó, Delphi là ngôn ngữ lập trình hướng đối tượng, mà nền tảng là ngôn ngữ Pascal, có cấu trúc chặt chẽ, logic, rất phù hợp với việc giải các bài toán kỹ thuật. Dùng ngôn ngữ lập trình Delphi có thể xây dựng được chương trình, cho phép không những thực hiện việc tính toán tự động, mà còn cho phép tra bảng tự động các số liệu tiêu chuẩn và vẽ các biểu đồ tự động.

Nội dung tính toán lực căng băng đai gồm: Tính toán các thông số ban đầu (Số đỡ tuyến đường, vật liệu vận chuyển, dạng băng, loại băng, điều kiện làm việc...); Tính toán sơ bộ (Chiều rộng và chiều dày dây băng, các kết cấu của dây băng, hành trình căng băng và các khối lượng đơn vị); Tính lực căng (Tính lực cản tại các đoạn của băng và lực căng tại các điểm đặc trưng). Các nội dung này có thể được tự động hóa nhờ các đối tượng của Delphi như Nhãn (Label), Ô văn bản (Editbox), Danh sách xổ (ComboBox), Ô chọn (RadioButton), Vùng văn bản (Memo)... Để tra các bảng số liệu tiêu chuẩn, dùng các thủ tục ghi và đọc bảng của Delphi. Để vẽ biểu đồ lực căng, dùng phương thức vẽ Canvas của Delphi.

Giao diện của chương trình tính toán tự động lực căng trong băng đai được trình bày trên các hình 3.1,a và 3.1,b.

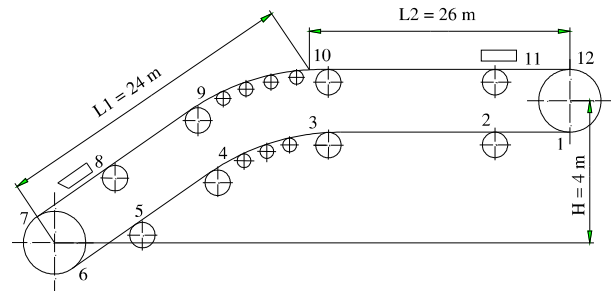


Hình 3.1. Giao diện chương trình tính toán tự động lực căng trong băng đai
a - Form1; b - Form2

3.2. Ví dụ sử dụng chương trình

Tính toán băng đai đặt nghiêng - ngang (hình 3.2), năng suất $Q = 400$ T/h để vận chuyển đá rầm chưa phân loại có khối lượng riêng $\rho = 1,6$ T/m³, kích thước cục lớn nhất $a_{\max} = 70$ mm, trong khối lượng toàn bộ hàng chứa 10% loại cục đó.

Chiều dài đoạn băng nghiêng $L_1 = 24$ m, đoạn băng ngang $L_2 = 26$ m, chiều cao nâng hàng $H = 4$ m. Băng đặt trong phòng kín, không gia nhiệt. Hệ truyền động đặt ở cuối đoạn băng ngang. Dỡ tải thực hiện bằng thiết bị gạt đặt trực tiếp trước tang dẫn động



Sử dụng chương trình đã xây dựng được để tính toán, kết quả như sau (Kết quả được lấy từ File kết quả do chương trình ghi lại):

KẾT QUẢ TÍNH TOÁN BĂNG ĐAI

1. Tính toán các thông số ban đầu

Khối lượng riêng của hàng: $\gamma = 1,6$, T/m³; Kích thước cục lớn nhất: $a_{\max} = 70$, mm;

Góc dốc động tự nhiên: $\phi_d = 35$, độ; Phương pháp dỡ tải: Dỡ tải bằng thanh gạt cố định; Phương pháp làm sạch: Không làm sạch; Năng suất của băng: $Q = 400$, T/h; Vận tốc của băng: $v = 1,25$, m/s; Chiều dài tuyến đường 1: $L_1 = 24$, m; Chiều cao băng: $H = 4$, m; Góc nghiêng cho phép của băng: $\beta_{\text{cho phép}} = 18$, độ; Chiều dài tuyến đường 2: $L_2 = 26$, m; Góc nghiêng của băng: $\beta = 9,599$, độ; Thỏa mãn điều kiện về góc nghiêng băng; Dạng băng: Lòng máng 3 con lăn, con lăn cạnh nghiêng 30° ; Bề mặt tang: Gang hoặc thép; Điều kiện làm việc: Không khí ẩm; Loại băng: B-820 (loại 2);

2. Tính toán sơ bộ

2.1 Tính chiều rộng và chiều dày dây băng

Chiều rộng tính toán của dây băng: $B = 0,71832$, m; Chiều rộng băng đai tiêu chuẩn tra bảng được là: $B = 800$ mm; Số lớp màng cốt của băng: $i = 4$; Chiều dày một lớp màng cốt: $\Delta_m = 1,5$, mm; Chiều dày lớp cao su mặt làm việc: $\Delta_l = 3$, mm; Chiều dày lớp cao su mặt không làm việc: $\Delta_k = 1$, mm; Giới hạn bền của lớp màng cốt: $X_{\text{ikmaBen}_m} = 55$, kG/cm; Chiều dày dây băng: $\Delta = 10$, mm;

2.2 Tính các kết cấu của dây băng

Hệ số xác định đường kính tang: $a = 125$; Đường kính tang truyền động tính được: $D_{tt} = 500$, mm; Đường kính tiêu chuẩn tang truyền động tra bảng được: $D_{tc} = 500$, mm; Đường kính tang bị động tính được: $D_{bdtt} = 400$, mm; Đường kính tiêu chuẩn của tang bị động tra được: $D_{bd} = 400$, mm; Đường kính tính toán của tang lệch: $D_{lechts} = 325$, mm; Chiều dài tang truyền động và tang lệch: $L = 950$, mm; Đường kính con lăn: $d_{cl} = 127$, mm; Khoảng cách giữa các con lăn nhánh tải: $l_{clt} = 1,3$, mm; Khoảng cách giữa các con lăn nhánh không tải: $l_{clk} = 2,5$, mm; Khối lượng phần quay của các con lăn nhánh tải là 22, kG; Khối lượng phần quay của các con lăn nhánh không tải là 22, kG.

2.3 Tính hành trình căng băng

Hệ số dẫn dài của dây băng đoạn nghiêng: $k_1 = 0,015$; Hệ số dẫn dài của dây băng đoạn thẳng: $k_2 = 0,01$; Hành trình căng băng: $X = 0,61496$, m.

2.4 Tính các khối lượng đơn vị

Tải trọng riêng của băng: $q_0 = 8,8$, kG/m; Tải trọng riêng của hàng: $q = 88,889$, kG/m; Tải trọng riêng của phần quay các con lăn nhánh tải: $q_{clt} = 16,923$, kG/m; Tải trọng riêng của phần quay các con lăn nhánh không tải: $q_{clk} = 8,8$, kG/m.

3. Tính lực căng trong băng đai

Hệ số cản quay của tang lệch: $k_{ql} = 1,03$; Hệ số cản chuyển động của dây băng trên các con lăn: $\Omega = 0,04$; Góc ở tâm đoạn cong: $\alpha = 1,06$ rad; Hệ số lực cản dây băng do lực cản các con lăn đỡ: $k = 1,0433$ rad; Chiều dài đoạn cong: $L_{45} = 23,5$ m; Hệ số cản tang căng: $k_{qc} = 1,05$; Chiều dài thành máng vào tải: $l = 2$ m; Lực cản thiết bị làm sạch: $W_s = 0$, kG; Hệ số bám của dây băng với tang dẫn: $\mu = 0,25$; Góc ôm của dây băng với tang dẫn: $\alpha = 3,5$ rad; Lực căng

tại điểm 1, điểm ra khỏi tang dẫn: $S1 = 762, \text{ kG}$; Lực cản trên đoạn 1_2: $W12 = 22,86, \text{ kG}$; Lực căng tại điểm 2, điểm ra khỏi tang lệch: $S2 = 784,86, \text{ kG}$; Lực căng trên đoạn 2_3: $W23 = 18,304, \text{ kG}$; Lực căng tại điểm 3, điểm ra khỏi tang lệch: $S3 = 803,16, \text{ kG}$; Lực cản trên đoạn 3_4: $W34 = 34,786, \text{ kG}$; Lực căng tại điểm 4, điểm ra khỏi tang lệch: $S4 = 837,95, \text{ kG}$; Lực cản trên đoạn 4_5: $W45 = -52,621, \text{ kG}$; Lực căng tại điểm 5, điểm kết thúc đoạn thẳng nghiêng không tải: $S5 = 785,33, \text{ kG}$; Lực cản trên đoạn 5_6: $W56 = 23,56, \text{ kG}$; Lực căng tại điểm 6, điểm ra khỏi tang lệch: $S6 = 808,89, \text{ kG}$; Lực cản trên đoạn 6_7: $W67 = 40,444, \text{ kG}$; Lực căng tại điểm 7, điểm ra khỏi tang căng: $S7 = 849,33, \text{ kG}$; Lực cản trên đoạn 7_8: $W78 = 23,889, \text{ kG}$; Lực căng tại điểm 8, điểm vào tải: $S8 = 873,22, \text{ kG}$; Lực cản trên đoạn 8_9: $W89 = 555,13, \text{ kG}$; Lực căng tại điểm 9, điểm kết thúc đoạn nghiêng, nhánh có tải: $S9 = 1428,4, \text{ kG}$; Lực cản trên đoạn 9_10: $W910 = 61,864, \text{ kG}$; Lực căng tại điểm 10, điểm kết thúc đoạn cong, nhánh có tải: $S10 = 1490,2, \text{ kG}$; Lực cản trên đoạn 10_11: $W1011 = 110,03, \text{ kG}$; Lực căng tại điểm 11, điểm kết thúc đoạn ngang, nhánh có tải: $S11 = 1600,2, \text{ kG}$; Lực cản trên đoạn đỡ tải 11_12: $W1112 = 227,56, \text{ kG}$; Lực căng tại điểm 12, điểm vào tang dẫn: $S12 = 1827,8, \text{ kG}$.

Kết quả trên hoàn toàn trùng lặp với kết quả tính toán theo phương pháp thủ công, trình bày trong [1], điều này minh chứng cho tính chính xác của chương trình.

4. Kết luận

1. Bài báo đã trình bày tổng quan nội dung tính toán lực căng trong băng đai và việc tự động hóa tính toán bằng các ngôn ngữ lập trình hiện đại.

2. Xây dựng được chương trình, cho phép thực hiện tính toán, tra bảng các số liệu tiêu chuẩn và vẽ biểu đồ lực căng một cách tự động. Chương trình có giao diện thân thiện, dễ sử dụng, thực hiện tính toán nhanh chóng, chính xác, giảm đáng kể thời gian, công sức tính toán và tạo điều kiện lựa chọn kết quả tính toán tối ưu.

3. Chương trình trên có thể được sử dụng trong thực tế tính toán băng đai vận chuyển liên tục và trong công tác giảng dạy, học tập, như một giáo cụ điện tử.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Phạm Đức (1997), *Tính toán máy vận chuyển*, Trường ĐHHH Việt Nam
- [2] Phạm Đức (2010), *Máy vận chuyển liên tục*, Nhà xuất bản Giao thông Vận tải, Hà Nội
- [3] Huỳnh Văn Hoàng, Đào Trọng Thường (1975), *Tính toán máy trục*, Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.
- [4] Nguyễn Văn Hợp, Phạm Thị Nghĩa, Lê Thiện Thành (2000), *Máy trục vận chuyển*, Nhà xuất bản Giao thông Vận tải, Hà Nội.
- [5] Nguyễn Thị Xuân Hương (2009), *Máy vận chuyển liên tục*, Trường ĐHHHVN.
- [6] Đào Trọng Thường (1993), *Máy nâng chuyển*, Trường Đại học Bách Khoa Hà Nội.
- [7] Ю. А. Пертен (1984), *Конвейеры*, Изд. "Машиностроение", Ленинград.
- [8] Н. Е. Ромакин (2008), *Машины непрерывного транспорта*, Изд. "Академия", Москва.
- [9] Н. Е. Ромакин (2011), *Конструкция и расчёт конвейеров*, Изд. "Тонкие Наукоёмкие Технологии", Старый Оскол.

Phản biện: GS. TS. Lê Viết Lượng

THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN THÍCH NGHI BỀN VỮNG CHO CHUYỂN ĐỘNG HAI CHIỀU CỦA CẦU TRỤC

DESIGN OF AN ADAPTIVE ROBUST CONTROLLER FOR 2D MOTION OF AN OVERHEAD CRANE

TS. LÊ ANH TUẤN

Khoa Cơ khí, Trường ĐHHH Việt Nam

Tóm tắt

Nghiên cứu này phát triển một bộ điều khiển thích nghi trượt cho cầu trục trong trường hợp không biết khối lượng hàng và các yếu tố cản. Sử dụng hai tín hiệu vào gồm lực kéo xe con và lực nâng hàng, bộ điều khiển cùng lúc thực hiện bốn nhiệm vụ: dẫn động xe con, nâng hàng, giữ nhỏ góc lắc trong quá trình vận chuyển, và triệt tiêu hoàn toàn góc lắc hàng ở đích đến. Chất lượng của bộ điều khiển được kiểm chứng bằng mô phỏng và