

XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ HỢP LÝ CỦA BĂNG TẢI THEO TIÊU CHUẨN ISO 5048:1989

Dương Trường Giang^{a,*}

^aKhoa Cơ khí, Trường Đại học Xây dựng Hà Nội,
55 đường Giải Phóng, quận Hai Bà Trưng, Hà Nội, Việt Nam

Nhận ngày 21/02/2023, Sửa xong 08/3/2023, Chấp nhận đăng 19/4/2023

Tóm tắt

Băng tải đai được sử dụng trong nhiều thập kỷ để xử lý các vật liệu và hàng hóa rời hoặc đáp ứng quy trình công nghệ. Băng tải có ưu điểm nổi bật là năng suất cao mang lại hiệu quả kinh tế. Trong khi các tài liệu và nghiên cứu về băng tải ở Việt Nam hầu như chưa cập nhật theo tiêu chuẩn ISO, DIN, JIS và việc tính toán chính xác nếu chỉ dựa theo các miền thông số kinh nghiệm sẽ không tối ưu hóa được thiết kế. Phương pháp tính toán các thông số như khoảng cách hai con lăn, hệ số kéo và công suất dẫn động từ lực bền kéo cho phép băng tải còn chưa có nhiều nghiên cứu. Bài báo sẽ nghiên cứu cơ sở tính toán, xây dựng thuật toán và sử dụng phần mềm Matlab để khảo sát. Mục đích của nghiên cứu này là tìm ra các thông số hợp lý cho phép phát huy hết năng suất, công suất thiết kế, khả năng kéo của băng tải, cũng như đánh giá mức độ dự trữ an toàn của các thiết bị hiện có khi cần tăng năng suất vận chuyển.

Từ khóa: băng tải; con lăn đỡ; hệ số kéo; tiêu chuẩn ISO; thông số hợp lý.

DETERMINING THE REASONABLE PARAMETERS OF BELTS CONVEYOR ACCORDING TO ISO 5048:1989

Abstract

Belt conveyors are used for many decades for handling bulk materials and goods or meeting a technological process. A belt conveyor has the outstanding advantage of high productivity and economic efficiency. While the documents and researches on belt conveyors in Vietnam are almost not updated according to ISO, DIN, JIS standards, and the calculation is based on experienced parameters which will not optimize the design. The method of calculating parameters such as the distance of two carrying idlers, traction factor, and driving power from the tensile force allowing belt conveyors have not been studied much. Therefore, the paper will study methods and a survey calculation model based on ISO, DIN, JIS standards. The content of the article will study the basis for calculating, building algorithms and using Matlab software for survey. The purpose of this research is to find reasonable parameters that allow bringing into full play the productivity, design capacity, and ability to pull the belt conveyor, as well as evaluate the level of safety reserve of the existing equipment when it is necessary to increase transport productivity.

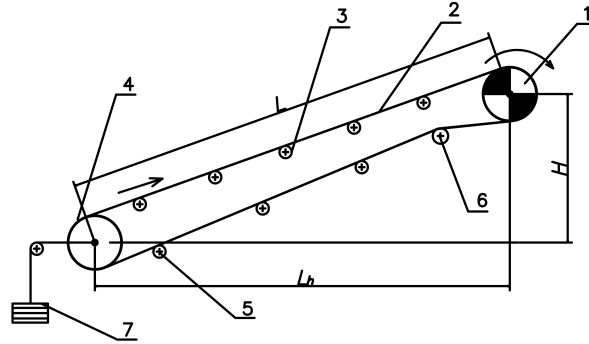
Keywords: belt conveyor; carrying idlers; traction factor; ISO standards; reasonable parameters.

[https://doi.org/10.31814/stce.huce2023-17\(3V\)-07](https://doi.org/10.31814/stce.huce2023-17(3V)-07) © 2023 Trường Đại học Xây dựng Hà Nội (ĐHXDHN)

1. Đặt vấn đề

Băng tải (Hình 1) là một máy vận chuyển liên tục dùng để vận chuyển vật liệu, hàng hóa, hay đáp ứng một quá trình công nghệ trong nhà máy, bến cảng hay khai thác khoáng sản [1–3]. Vì là máy vận chuyển liên tục nên ưu điểm nổi bật là năng suất cao, khoảng cách vận chuyển từ ngắn, trung bình và thậm chí hàng trăm Kilomet, hiệu quả kinh tế và an toàn vận hành [1–4]. Ở Việt Nam vận chuyển vật liệu bằng băng tải là rất phổ biến trong nhà máy sản xuất vật liệu xây dựng, xi măng, nhà máy nhiệt điện, xếp dỡ vật liệu ngoài cảng.

*Tác giả đại diện. Địa chỉ e-mail: giangdt@huce.edu.vn (Giang, D. T.)



1- Tang chủ động; 2- Băng tải; 3- Con lăn đỡ trên; 4- Tang bị động; 5- Con lăn đỡ dưới; 6- Tang phụ; 7- Đối trọng

Hình 1. Sơ đồ băng tải

Để tính toán băng tải, hiện nay người ta dựa vào các phương pháp là theo mô hình bảo toàn năng lượng và mô hình dựa trên lực cân chuyển động [1, 2, 4]. Các tài liệu trong [1, 2] trình bày lý thuyết chung tính toán băng tải theo phương pháp gần đúng là mô hình bảo toàn năng lượng và tính toán chính xác lực cân theo phương pháp đuôi điểm. Các tiêu chuẩn ISO, DIN, JIS trong [5–7] nêu các phương pháp chung tính toán lực cân chuyển động, lực kéo băng, công suất dẫn động và năng suất, đây là cơ sở tính toán và lựa chọn dữ liệu thiết kế phù hợp.

Trong [4] nghiên cứu mô hình toán học xác định khả năng kéo của tang dẫn ma sát, tính toán lực kéo băng tải theo phương pháp đuôi điểm, dùng máy tính khảo sát một số trường hợp hệ số kéo và góc nghiêng băng tương ứng, góc ôm băng tải trên tang, tải trọng, cường độ băng tải. Kết quả tính trong [4] giúp cho việc đánh giá và dự đoán rủi ro tránh băng tải bị trượt, cách tiếp cận này có thể đảm bảo kiểm soát và giám sát băng tải để tránh bị mài mòn quá mức, hoạt động được tốt. Trong [4] chưa đánh giá sự ảnh hưởng khoảng cách con lăn đỡ đến hệ số kéo băng tải. Mô hình bài toán tính công suất dẫn động băng tải trong [8] dựa vào tính toán lực cân chuyển động theo [5–7] và mô hình bảo toàn năng lượng. Bài toán trong [8] được xây dựng để đánh giá sự ảnh hưởng năng suất, vận tốc, thời gian tới công suất dẫn động. Trong [9] thiết lập mô hình bài toán khảo sát mức tiêu thụ năng lượng băng tải nghiêng với các biến theo năng suất và vận tốc, dựa trên mô hình lực cân chuyển động băng tải xác định theo [5–7]. Phân tích kết quả mô phỏng của [9] cho thấy với cùng công suất vận hành nhất định, mức tiết kiệm năng lượng trung bình giảm khoảng 7,42%. Nghiên cứu [10] xem xét ba hệ thống băng tải khác nhau, tiến hành khảo sát một số thông số động học, công suất tiêu thụ dựa trên mô hình bảo toàn năng lượng. Nghiên cứu trong [11] tương tự [10] nhưng có xem xét thời gian sử dụng và bài toán hệ nhiều băng tải. Trong [12] đã thiết lập mô hình thiết kế băng tải, khảo sát thời gian và vận tốc vận chuyển, khảo sát mối quan hệ vận tốc và công suất dẫn động. Các tác giả trong [13] trình bày một nghiên cứu tổng quan về một số yếu tố tác động tới công suất như vật liệu làm con lăn, kích thước con lăn đỡ, ảnh hưởng tốc độ băng tải.

Như vậy qua các nghiên cứu kể trên có thể thấy đã có nhiều nghiên cứu và các tài liệu công bố về phương pháp tính toán lực cân và công suất động cơ, đánh giá ảnh hưởng các thông số tới công suất dẫn động và hệ số kéo tang dẫn hay thông số động học hệ thống. Phương pháp tính toán lực cân chuyển động băng tải theo các tiêu chuẩn ISO, DIN, JIS được phân lớn các nghiên cứu đề cập và sử dụng trong tính toán, xây dựng mô hình nghiên cứu. Tuy nhiên các nghiên cứu trên chưa đề cập phương pháp tính toán từ điều kiện lực bền kéo cho phép băng tải để xác định khoảng cách 2 con lăn, hệ số kéo và công suất dẫn động. Các giáo trình, các nghiên cứu ở Việt Nam liên quan tới băng tải nói riêng, máy vận chuyển liên tục nói chung mới chỉ dừng lại việc tính toán dựa trên mô hình bảo toàn

năng lượng, tính toán chính xác lực cản dùng phương pháp đuổi điểm dựa vào việc lựa chọn thông số theo kinh nghiệm ban đầu. Có thể thấy rằng các tài liệu, nghiên cứu ở Việt Nam hầu như chưa cập nhật theo tiêu chuẩn ISO, DIN, JIS [5–7] hoặc nếu có chủ yếu là liên quan đến kỹ thuật điều khiển tự động [14] và tính toán chính xác nếu chỉ dựa theo các miền thông số kinh nghiệm sẽ không tối ưu được thiết kế.

Dựa trên các phân tích từ các nghiên cứu đã công bố trên, trong bài báo này sẽ chọn phương pháp tính toán lực cản chuyển động theo các tiêu chuẩn ISO, DIN, JIS [5–7] để xây dựng mô hình tính. Trong phạm vi bài báo trình bày phương pháp thiết kế băng tải theo các tiêu chuẩn ISO, DIN, JIS, thiết lập bài toán và xây dựng thuật toán khảo sát xác định các thông số hợp lý là khoảng cách các con lăn đỡ, hệ số kéo cho phép, công suất dẫn động cần thiết. Trong bài báo sử dụng phương pháp số với các công cụ và đồ họa trong phần mềm MATLAB là cơ sở giải bài toán xác định các thông số hợp lý. Kết quả tính toán khảo sát đưa ra bộ thông số băng tải mục tiêu là phát huy hết khả năng của băng, năng suất, công suất thiết kế và qua đó có thể đánh giá mức độ dự trữ an toàn thiết bị đã có khi cần tăng năng suất vận chuyển.

2. Cơ sở để tính toán, lựa chọn các thông số băng tải

2.1. Lực cản chuyển động băng tải

Trong trường hợp tổng quát theo [5–7] các thành phần lực cản với băng tải tính toán theo công thức:

$$F_U = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{ST} \quad (1)$$

$$F_U = C.F_H + F_{S1} + F_{S2} + F_{ST} \quad (2)$$

trong đó, F_U là tổng các thành phần lực cản, (N); F_H là thành phần lực cản chính (N); F_N là thành phần lực cản phụ, (N); F_{S1} là thành phần lực cản chính trong trường hợp đặc biệt khác, (N); F_{S2} là thành phần lực cản phụ trong trường hợp đặc biệt khác, (N); F_{ST} là thành phần lực cản do góc nghiêng băng tải, (N); C là hệ số cho tính toán thành phần cản F_N .

Trường hợp băng tải ngắn hơn 80 m tính theo công thức (1), trường hợp băng tải dài hơn 80 m tính theo công thức (2). Triển khai áp dụng phương pháp tính từng thành phần lực cản quy định trong [5–7] sau đó cộng lại. Trong bài báo thiết lập cho băng tải cao su có kết cấu 1 con lăn, 2 con lăn, 3 con lăn nhánh có tải khi bỏ qua thành phần cản phụ đặc biệt F_{S2} . Ký hiệu các thông số trong công thức và đơn vị tính trình bày trong Bảng 1 và Bảng 2. Kết quả tính toán lực cản khi áp dụng [5–7] như sau:

Trường hợp sử dụng 1 con lăn nhánh có tải (Hình 2(a)), khi chiều dài băng tải nhỏ hơn 80 m theo công thức (3) với băng lõi vải, công thức (4) khi băng lõi thép và lớn hơn 80 m theo công thức (5):

$$F_U = fLg[q_{R0} + q_{RU} + (2q_B + q_G) + \cos \delta] + I_v \rho (v - v_0) + \frac{\mu_2 I_v^2 \rho g l_b}{\left(\frac{v+v_0}{2}\right)^2 b_1^2} + 9B \left(140 + 0,01 \frac{F}{B}\right) \frac{d}{B} \\ + 0,005 \frac{d_0}{D} F_T + \mu_0 L_\varepsilon q_{BG} \cos \delta \sin \varepsilon + \frac{\mu_1 I_v^2 \rho g l}{v^2 b_1^2} + Ap\mu_3 + Bk_a + q_c Hg \quad (3)$$

$$F_U = fLg[q_{R0} + q_{RU} + (2q_B + q_G) + \cos \delta] + I_v \rho (v - v_0) + \frac{\mu_2 I_v^2 \rho g l_b}{\left(\frac{v+v_0}{2}\right)^2 b_1^2} + 12B \left(200 + 0,01 \frac{F}{B}\right) \frac{d}{B} \\ + 0,005 \frac{d_0}{D} F_T + \mu_0 L_\varepsilon q_{BG} \cos \delta \sin \varepsilon + \frac{\mu_1 I_v^2 \rho g l}{v^2 b_1^2} + Ap\mu_3 + Bk_a + q_c Hg \quad (4)$$

$$F_U = CfLg[q_{R0} + q_{RU} + (2q_B + q_G) + \cos \delta] + \mu_0 L_\varepsilon q_{BG} \cos \delta \sin \varepsilon + \frac{\mu_1 I_v^2 \rho g l}{v^2 b_1^2} + Ap\mu_3 + Bk_a + q_c Hg \quad (5)$$

Trường hợp sử dụng 2 con lăn nhánh có tải (Hình 2(b)), khi chiều dài băng tải nhỏ hơn 80 m theo công thức (6) với băng lõi vải, công thức (7) khi băng lõi thép và lớn hơn 80 m theo công thức (8):

$$F_U = fLg[q_{R0} + q_{RU} + (2q_B + q_G) + \cos \delta] + I_v \rho (v - v_0) + \frac{\mu_2 I_v^2 \rho g l_b}{\left(\frac{v+v_0}{2}\right)^2 b_1^2} a + 9B \left(140 + 0,01 \frac{F}{B}\right) \frac{d}{B} + 0,005 \frac{d_0}{D} F_T + \mu_0 L_\varepsilon q_{BG} \cos \lambda \cos \delta \sin \varepsilon + \frac{\mu_1 I_v^2 \rho g l}{v^2 b_1^2} + Ap\mu_3 + Bk_a + q_c Hg \quad (6)$$

$$F_U = fLg[q_{R0} + q_{RU} + (2q_B + q_G) + \cos \delta] + I_v \rho (v - v_0) + \frac{\mu_2 I_v^2 \rho g l_b}{\left(\frac{v+v_0}{2}\right)^2 b_1^2} + 12B \left(200 + 0,01 \frac{F}{B}\right) \frac{d}{B} + 0,005 \frac{d_0}{D} F_T + \mu_0 L_\varepsilon q_{BG} \cos \lambda \cos \delta \sin \varepsilon + \frac{\mu_1 I_v^2 \rho g l}{v^2 b_1^2} + Ap\mu_3 + Bk_a + q_c Hg \quad (7)$$

$$F_U = CfLg[q_{R0} + q_{RU} + (2q_B + q_G) + \cos \delta] + \mu_0 L_\varepsilon q_{BG} \cos \lambda \cos \delta \sin \varepsilon + \frac{\mu_1 I_v^2 \rho g l}{v^2 b_1^2} + Ap\mu_3 + Bk_a + q_c Hg \quad (8)$$

Trường hợp có 3 con lăn nhánh có tải (Hình 2(c)), khi chiều dài băng tải nhỏ hơn 80 m theo công thức (9) với băng lõi vải, công thức (10) khi băng lõi thép và lớn hơn 80 m theo công thức (11):

$$F_U = fLg[q_{R0} + q_{RU} + (2q_B + q_G) + \cos \delta] + I_v \rho (v - v_0) + \frac{\mu_2 I_v^2 \rho g l_b}{\left(\frac{v+v_0}{2}\right)^2 b_1^2} + 9B \left(140 + 0,01 \frac{F}{B}\right) \frac{d}{B} + 0,005 \frac{d_0}{D} F_T + C_\varepsilon \mu_0 L_\varepsilon (q_B + q_G) g \cos \delta \sin \varepsilon + \frac{\mu_1 I_v^2 \rho g l}{v^2 b_1^2} + Ap\mu_3 + Bk_a + q_c Hg \quad (9)$$

$$F_U = fLg[q_{R0} + q_{RU} + (2q_B + q_G) + \cos \delta] + I_v \rho (v - v_0) + \frac{\mu_2 I_v^2 \rho g l_b}{\left(\frac{v+v_0}{2}\right)^2 b_1^2} + 12B \left(200 + 0,01 \frac{F}{B}\right) \frac{d}{B} + 0,005 \frac{d_0}{D} F_T + C_\varepsilon \mu_0 L_\varepsilon (q_B + q_G) g \cos \delta \sin \varepsilon + \frac{\mu_1 I_v^2 \rho g l}{v^2 b_1^2} + Ap\mu_3 + Bk_a + q_c Hg \quad (10)$$

$$F_U = CfLg[q_{R0} + q_{RU} + (2q_B + q_G) + \cos \delta] + C_\varepsilon \mu_0 L_\varepsilon (q_B + q_G) g \cos \delta \sin \varepsilon + \frac{\mu_1 I_v^2 \rho g l}{v^2 b_1^2} + Ap\mu_3 + Bk_a + q_c Hg \quad (11)$$

Trong đó, ký hiệu các thông số trong công thức và thứ nguyên trình bày trong Bảng 1 và Bảng 2. Để truyền lực băng ma sát khắc phục lực vòng lớn nhất mà băng tải không bị trượt trên tang dẫn phải thỏa mãn công thức Ô le, với mô hình trong [5, 7] như Hình 3 ta có:

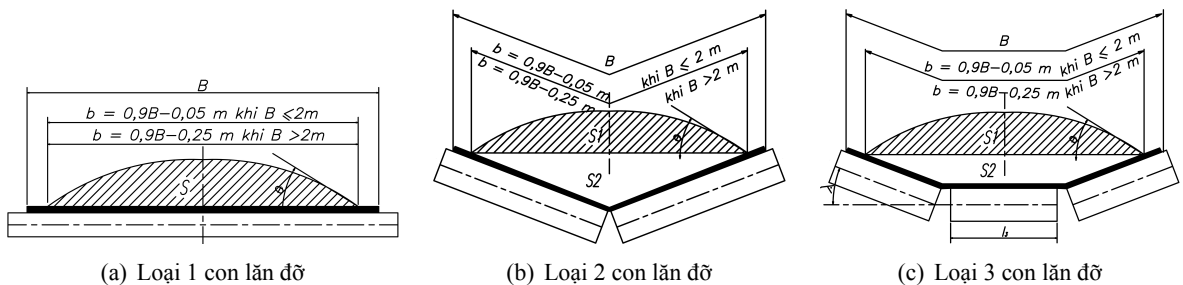
$$F_1 \leq F_2 e^{\mu \varphi} \quad (12)$$

Cũng theo [5, 7] từ điều kiện công thức Ô le (12), thì lực căng nhánh nhỏ xác định theo công thức (13):

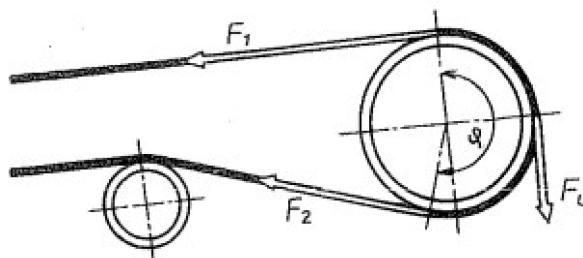
$$F_2 = F_U \frac{1}{e^{\mu\varphi} - 1} \quad (13)$$

Bảng 1. Ký hiệu các thông số và đơn vị tính

Thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Ghi chú
Năng suất vận chuyển	I_V	m^3/s	
Góc nghiêng của băng	δ	$^\circ$	
Vận tốc ban đầu của băng tải	v_0	m/s	
Lực kéo trung bình của băng tải	F	N	
Chiều dày băng	d	m	
Đường kính ngoài của tang	D	m	
Đường kính trống trục tang dẫn	d_o	m	
Hợp các lực tác dụng vào tang	F_T	N	
Góc ôm của băng trên tang dẫn	φ	rad	
Hệ số ma sát giữa tang chủ động và băng tải	μ		
Sức căng nhánh cuốn	F_1	N	
Sức căng nhánh nhỏ	F_2	N	
Hệ số phụ thuộc độ nghiêng băng	k		
Diện tích mặt cắt ngang tiết diện vận chuyển	S	m^2	
Bề rộng tiết diện dòng vật liệu trên băng tải	b	m	
Chiều dài 1 con lăn	l_3	m	$l_3 = 0,39B$
Góc nghiêng của tiết diện dòng vật liệu	θ	$^\circ$	$\theta = 0,35\varphi_0$
Góc dốc tự nhiên vật liệu ở trạng thái tĩnh	φ_0	$^\circ$	
Hiệu suất truyền động cơ khí	η		
Khoảng cách 2 con lăn nhánh mang tải	a_0	m	
Khoảng cách 2 con lăn nhánh không mang tải	a_U	m	
Chiều dài băng tải phần bên trên	L_ε	m	$L_\varepsilon = L \cos \delta$
Góc nghiêng của mặt trên băng so với mặt bằng	ε	$^\circ$	$\varepsilon = \delta$
Chiều cao vận chuyển	H	m	$H = L \tan \delta$
Hệ số ma sát giữa băng và tấm gạt	μ_2		
Chiều dài vùng chuyển động gây quán tính	l_b	m	



Hình 2. Các dạng con lăn đỡ và tiết diện mặt cắt ngang băng tải



Hình 3. Mô hình xác định lực kéo trên tang dẫn băng tải

Bảng 2. Ký hiệu các thông số cho trước và đơn vị tính trong ví dụ tính toán [4, 7, 15]

Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Hệ số cho tính toán thành phần cản F_H	C	1,06	
Hệ số ma sát phụ thuộc vào đặc điểm thiết bị	f	0,02	
Quãng đường vận chuyển băng tải	L	1140	m
Gia tốc trọng trường	g	9,81	m/s ²
Khối lượng riêng phân bố trên mét dài con lăn nhánh mang tải	q_{Ro}	24	kg/m
Khối lượng riêng con lăn phân bố trên mét dài nhánh không tải	q_{RU}	7,33	kg/m
Khối lượng riêng phân bố của băng	q_B	16	kg/m
Khối lượng riêng phân bố vật liệu	q_G	69,44	kg/m
Hệ số kê đến góc nghiêng con lăn cạnh	C_ε	0,4	
Hệ số ma sát giữa con lăn và băng tải	μ_0	0,3	
Hệ số ma sát giữa vật liệu và băng	μ_1	0,5	
Khối lượng riêng vật liệu vận chuyển	ρ	608,3	kg/m ³
Chiều dài lưỡi gạt	l	1,2	m
Vận tốc băng tải	v	2	m/s
Chiều rộng của tấm chắn	b_l	0,5	m
Diện tích thiết bị làm sạch băng tải	A	0,2	m ²
Áp lực giữa tấm làm sạch với băng tải	p	50000	N/m ²
Hệ số ma sát giữa vật liệu và thiết bị làm sạch	μ_3	0,05	
Chiều rộng băng tải	B	1	m
Hệ số thiết bị đỡ tải	k_a	1500	N/m ²
Khối lượng vật liệu trên mét dài vận chuyển	q_c	69,44	kg/m
Độ võng/khoảng cách 2 con lăn	h/a	0,0035	
Hệ số an toàn bền kéo băng	m	4	
Góc nghiêng của con lăn	λ	20	°

2.2. Năng suất và công suất dẫn động

Năng suất băng tải I_v trong các công thức tính toán lực cản kể trên phụ thuộc vào diện tích mặt cắt ngang băng, vận tốc băng, hệ số phụ thuộc độ nghiêng băng. Trong [5, 7] quy định tính như sau:

$$I_v = Skv \tag{14}$$

Diện tích mặt cắt băng tùy vào dạng băng tải loại 1 con lăn $S = S_1$, 2 con và 3 con lăn thì $S = S_1 + S_2$ như Hình 2:

$$S_1 = [l_3 + (b - l_3) \cos \lambda]^2 \frac{\tan \theta}{6}$$

$$S_2 = \left[l_3 + \frac{(b - l_3) \cos \lambda}{2} \right] \left[\frac{(b - l_3) \cos \lambda}{2} \right] \quad (15)$$

Hệ số phụ thuộc độ dốc bằng k như sau:

$$k = 1 - \frac{S_1}{S_2}(1 - k_1); \quad k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 \delta - \cos^2 \theta}{1 - \cos^2 \theta}} \quad (16)$$

Công suất dẫn động dựa theo mô hình bài toán lực cản chuyển động theo [1–9]:

$$P_A^u = \frac{F_U v}{1000 \eta} = \frac{F(x_i)}{1000 \eta} v \quad (17)$$

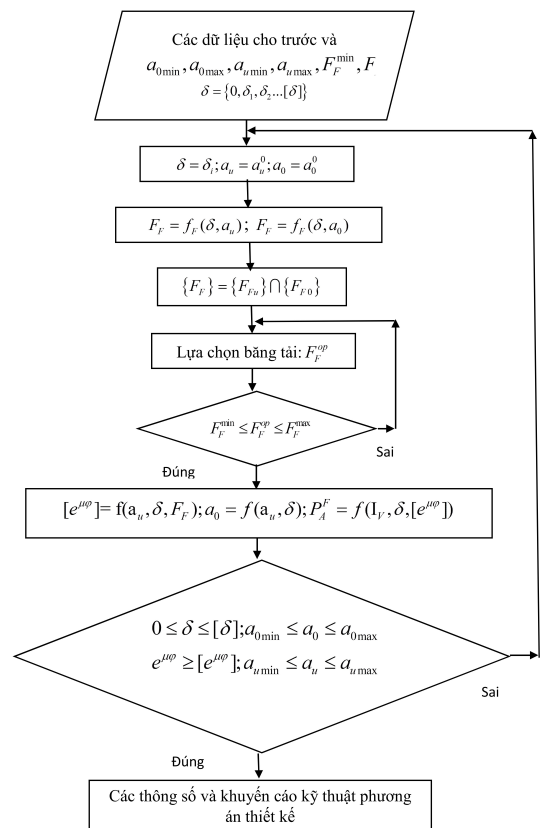
trong đó, $F_U = F(x_i)$ là tổng các lực cản phụ thuộc vào các thông số cần lựa chọn và thiết kế hợp lý, (N). Ký hiệu các thông số trong công thức trên và đơn vị tính trình bày trong Bảng 1 và Bảng 2.

2.3. Phương pháp tính toán các thông số theo hệ số kéo và giới hạn lực bền kéo

Trong thiết kế băng tải, thông thường một số thông số về kết cấu con lăn đỡ, góc nghiêng con lăn và kích thước con lăn lấy theo con lăn tiêu chuẩn hoặc công thức kinh nghiệm [1, 2, 5, 15]. Việc chọn băng tải theo chiều rộng băng và kết cấu băng thông qua lực kéo phá hủy băng tải F_F , giá trị F_F càng lớn thì kết cấu băng càng phức tạp và đắt tiền. Đặc biệt ngày nay băng tải được sản xuất theo các dãy tiêu chuẩn, việc lựa chọn băng tải cần phù hợp với thông số định trước. Hệ số kéo băng cần đảm bảo điều kiện không bị trượt tương ứng công suất cần thiết. Khoảng cách con lăn đỡ trên và con lăn đỡ dưới phải đảm bảo điều kiện độ võng cho phép. Lực kéo lớn nhất 2 nhánh tương đương nhau, sẽ cho phép phát huy hết khả năng chịu tải của băng đã chọn và đặc biệt giảm số lượng con lăn không cần thiết ở góc nghiêng băng tải khác nhau. Các vấn đề trên đặc biệt có ý nghĩa khi thiết kế kỹ thuật băng tải, giúp nhanh chóng lựa chọn loại băng, khoảng cách con lăn đỡ, công suất dẫn động và có thể đánh giá mức độ dự trữ an toàn thiết bị khi cần tăng năng suất vận chuyển.

Gọi $e^{\mu\varphi}$ là hệ số kéo của tang dẫn băng tải, từ công thức (13) ta có:

$$e^{\mu\varphi} = \frac{F_U}{F_2} + 1 \quad (18)$$



Hình 4. Thuật toán xác định các thông số hợp băng tải

Theo [5, 7] lực căng băng tải cần thiết để đảm bảo độ võng cho phép đối với nhánh mang tải và không mang tải là:

$$F_{\min}^c \geq \frac{a_0(q_B + q_G)g}{8\frac{h}{a}} \quad (19)$$

$$F_{\min}^n \geq \frac{a_U q_B g}{8\frac{h}{a}} \quad (20)$$

trong đó, ký hiệu các thông số trong công thức và đơn vị tính trình bày trong Bảng 1 và Bảng 2. Công thức (19) áp dụng cho nhánh mang tải, công thức số (20) cho nhánh không tải. Ở đây lực căng băng tối thiểu F_{\min} (N) trên nhánh có tải và không tải để đảm bảo băng không bị võng vượt quá giá trị cho phép là tỉ số độ võng trên khoảng cách 2 con lăn, $\frac{h}{a} = (0,005 \div 0,002)$ [5, 7]. Trường hợp F_2 là sức căng nhánh nhỏ của tang dẫn được xác định ở điều kiện đảm bảo độ võng cho phép của băng tương ứng F_{\min}^n , khi đó hệ số kéo của tang dẫn ma sát là:

$$e^{\mu\varphi} = \frac{F_U}{a_U q_B g} \frac{8h}{a} + 1 \quad (21)$$

Lực kéo của băng tải lớn nhất F_{\max} là giá trị lớn nhất trong công thức sau [5, 7]:

$$\begin{aligned} F_{\max} &= F_U + F_2 \\ F_{\max} &= F_U + F_{\min}^c \\ F_{\max} &= F_U + F_{\min}^n + F_3 \end{aligned} \quad (22)$$

trong đó, F_3 là lực căng trên nhánh cuốn tang bị động do trọng lượng băng và lực cản con lăn nhánh không tải (N). Giá trị F_3 xác định bằng công thức trong [5, 7].

$$F_3 = L[q_B \sin \delta - f(q_{Ru} + q_B \cos \delta)]g \quad (23)$$

Trong mô hình tính, ta xét trường hợp F_2 là sức căng nhánh nhỏ tang chủ động tương ứng điều kiện đảm bảo độ võng cho phép F_{\min}^n , khoảng cách con lăn trên nhánh có tải nhỏ hơn nhánh không tải $a_0 < a_U$. Với giả thiết trên điều kiện bền khi tính chọn băng tải theo công thức (22), trong phạm vi bài báo chỉ là:

$$\begin{aligned} F_U + F_{\min}^n + F_3 &\leq \frac{F_F}{m} \\ F_U + F_{\min}^c &\leq \frac{F_F}{m} \end{aligned} \quad (24)$$

trong đó, F_F là giới hạn lực kéo phá hủy băng, (N); m là hệ số an toàn. Lực kéo phá hủy băng tối đa cho phép F_F trên nhánh có tải và không tải:

$$F_{FU} = m \left(F_U + \frac{a_U q_B g}{8\frac{h}{a}} + L[q_B \sin \delta - f(q_{Ru} + q_B \cos \delta)]g \right) \quad (25)$$

$$F_{F0} = m \left(F_U + \frac{a_0(q_B + q_G)g}{8\frac{h}{a}} \right) \quad (26)$$

Chọn băng tải theo giá trị giới hạn lực bền kéo băng tải $\{F_F\}$, giá trị giới hạn lực bền kéo thuộc miền:

$$\{F_F\} = \{F_{Fu}\} \cap \{F_{F0}\} \quad (27)$$

trong đó, $\{F_{Fu}\}, \{F_{F0}\}$ là miền giá trị giới hạn lực bền kéo băng tải nhánh không tải và nhánh có tải tính bởi công thức (25) và (28).

Giá trị F_U được theo công thức (3) tới (11) tùy dạng kết cấu con lăn đỡ và kết cấu băng, chiều dài vận chuyển. Khi xét điều kiện lực kéo nhánh căng cuốn vào tang chủ động và tang bị động thiết kế coi như có giá trị tương đương nhau, ta xác định được quan hệ khoảng cách con lăn đỡ giữa nhánh có tải và không tải.

$$a_0 = \frac{a_U q_{BG} + 8 \frac{h}{a} L [q_B \sin \delta - f(q_{Ru} + q_B \cos \delta)] g}{(q_B + q_G) g} \quad (28)$$

Mặt khác công thức (24) lấy dấu bằng và giả thiết lực căng 2 nhánh như trên, ta có được điều kiện tính toán lực cản tối đa theo điều kiện lực bền kéo băng tải.

$$F_U^{\max} = \frac{F_F}{m} - \frac{a_U q_{BG}}{8 \frac{h}{a}} - L [q_B \sin \delta - f(q_{Ru} + q_B \cos \delta)] g \quad (29)$$

Thay (29) vào công thức (21) xác định được hệ số kéo tối thiểu băng theo điều kiện bền kéo:

$$[e^{\mu\varphi}] = \frac{\frac{8h}{a} \left(\frac{F_F}{m} - L [q_B \sin \delta - f(q_{Ru} + q_B \cos \delta)] g - a_U q_{BG} \right)}{a_U q_{BG}} + 1 \quad (30)$$

Từ (14) và (17) ta có công suất dẫn động cần thiết đảm bảo năng suất vận chuyển, P_A^F (kW):

$$P_A^F = \frac{F_u I_v}{1000 \eta S \left(1 - \frac{S_1}{S_2} \left(1 - \sqrt{\frac{\cos^2 \delta - \cos^2 \theta}{1 - \cos^2 \theta}} \right) \right)} \quad (31)$$

Công suất tối đa theo điều kiện lực bền kéo và đảm bảo điều kiện không bị trượt được xác định từ (29):

$$P_A^F = \frac{I_v a_U q_{BG} (e^{\mu\varphi} - 1)}{1000 \eta S 8 \frac{h}{a} \left(1 - \frac{S_1}{S_2} \left(1 - \sqrt{\frac{\cos^2 \delta - \cos^2 \theta}{1 - \cos^2 \theta}} \right) \right)} \quad (32)$$

3. Mô hình bài toán, thuật toán và ví dụ khảo sát

3.1. Mô hình bài toán và thuật toán

Mô hình chung bài toán tính toán xác định các thông số hợp lý băng tải được mô tả gồm các thông số cho trước X_0 , các thông số cần khảo sát xác định hợp lý X , các công thức, điều kiện bài toán và thuật toán tính toán. Trong bài báo sử dụng phương pháp số với các công cụ và đồ họa trong phần mềm Matlab là cơ sở xác định các thông số hợp lý.

Các thông số cho trước X_0 bao gồm các thông số liên quan vật liệu, kích thước hình học, các hệ số tính toán, thông số kết cấu con lăn, ... các giá trị này cho Bảng 2.

$$X_0 = \{C, f, L, g, q_{R0}, q_{Ru}, q_B, q_G, \delta_i, \dots\} \quad (33)$$

Các thông số khảo sát xác định hợp lý X gồm khoảng cách các con lăn đỡ trên và dưới, hệ số kéo cho phép, công suất dẫn động. Các thông số này theo mô hình bài toán sẽ khảo sát theo các góc nghiêng băng tải δ_i . Tập xác định các thông số từ giá trị kinh nghiệm, yêu cầu vật liệu và điều kiện tính toán. Mô tả các thông số như sau:

$$X = \{a_u, a_0, [e^{\mu\varphi}], P_A^F\} \quad (34)$$

$$\begin{cases} \delta = \{0, \delta_1, \delta_2, \dots, [\delta]\} \\ a_{u \min} \leq a_u \leq a_{u \max} \\ a_{0 \min} \leq a_0 \leq a_{0 \max} \\ e^{\mu\varphi} \geq [e^{\mu\varphi}] \end{cases} \quad (35)$$

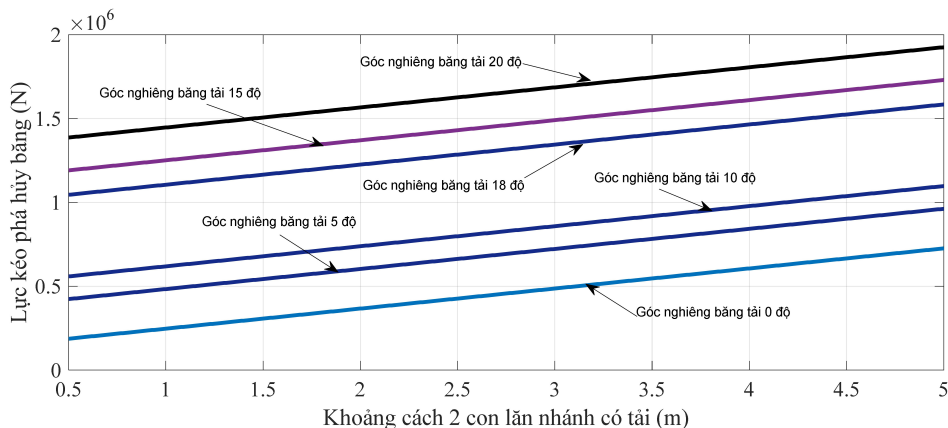
Các công thức, điều kiện bài toán và thuật toán tính toán của phương pháp tính theo giới hạn lực bên kéo và hệ số kéo của băng như mục 2.3:

$$\begin{cases} \{F_F\} = \{F_{Fu}\} \cap \{F_{F0}\} \\ [e^{\mu\varphi}] = f(a_u, \delta, F_F) \\ a_0 = f(a_u, \delta) \\ P_A^F = f(I_V, \delta, [e^{\mu\varphi}]) \end{cases} \quad (36)$$

Hình 4 là thuật toán chung để toán tính toán xác định các thông số hợp lý băng tải phục vụ thiết kế kỹ thuật dựa trên cơ sở mô hình bài toán nêu trên. Thuật toán bao gồm các bước và nội dung tính toán: các thông số cho trước và giá trị xuất phát, tính lực kéo phá hủy cho phép của băng tải tại nhánh có tải và không tải, xác định miền thông số lực kéo băng tải, tính toán các hệ thức liên hệ để xác định miền các thông số thiết kế $X = \{a_u, a_0, [e^{\mu\varphi}], P_A^F\}$ cuối cùng là đánh giá và đưa ra bộ các thông số hợp lý.

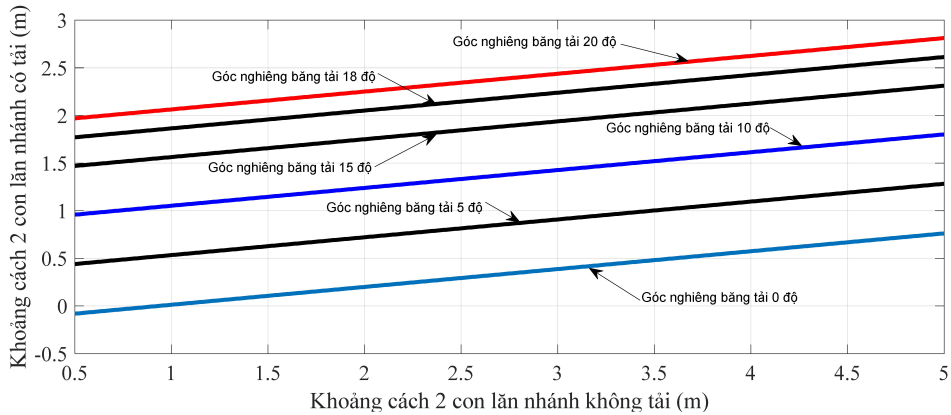
3.2. Ví dụ tính toán

Các thông số cho trước bao gồm tập hợp dữ liệu như Bảng 2 xác định theo [1, 7, 15] áp dụng phương pháp cho băng tải cao su có 3 con lăn đỡ nhánh có tải. Chọn góc nghiêng băng tải khảo sát $\delta_i = \{0, 5^\circ; 10^\circ; 15^\circ; 18^\circ; 20^\circ\}$, miền khoảng cách các con lăn đỡ nếu lấy theo kinh nghiệm $a_{0 \min} = a_{u \min} = 0,5$ (m), $a_{0 \max} = a_{u \max} = 5$ (m). Dữ liệu băng tải của hãng R-TEK loại EE 200 chọn trong miền thông số $F_F^{\min} = 1000$ KN/m, $F_F^{\max} = 1600$ KN/m.



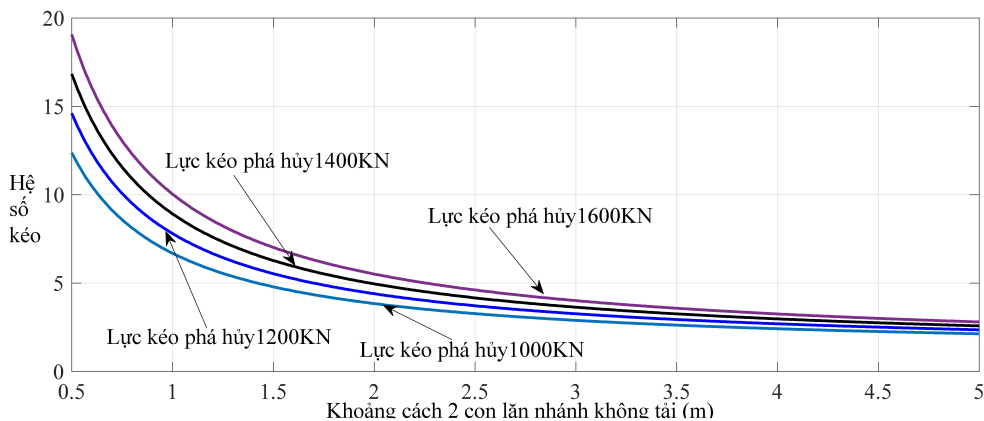
Hình 5. Quan hệ góc nghiêng băng tải, lực kéo giới hạn và khoảng cách 2 con lăn nhánh có tải

Các kết quả tính toán khảo sát xác định các thông số $X = \{a_u, a_0, [e^{\mu\varphi}], P_A^F\}$ biểu diễn từ Hình 5 tới Hình 9 và Bảng 3. Trong đó giá trị lực kéo phá hủy bằng từ 200 KN tới 1850 KN là giao giữa miền xác định của giới hạn nhánh dưới và nhánh trên. Tra cứu các dữ liệu bằng tải tiêu chuẩn để lựa chọn, ví dụ chọn loại EE 200 của R-TEK có lực kéo phá hủy theo dãy 1000 KN, 1200 KN, 1400 KN, 1600 KN thuộc miền tính toán khảo sát.



Hình 6. Quan hệ góc nghiêng băng tải và khoảng cách cách các con lăn theo điều kiện lực kéo giới hạn

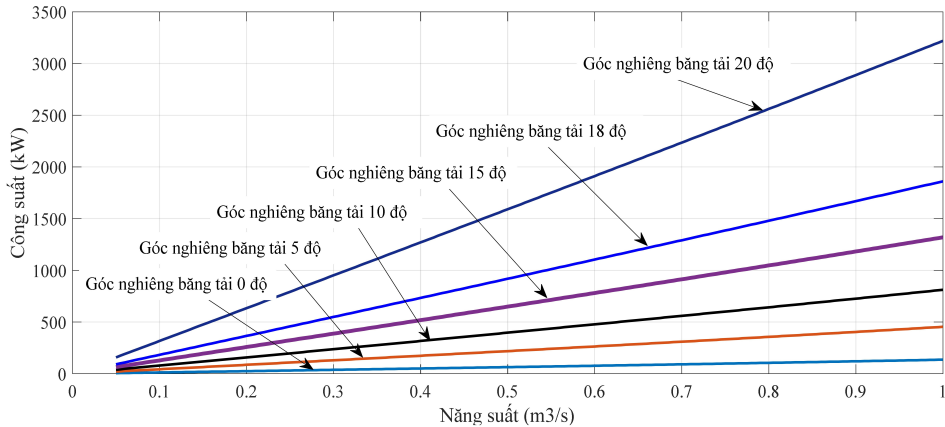
Khoảng cách 2 con lăn nhánh có tải và không tải phụ thuộc vào cả góc nghiêng băng, giá trị khoảng cách tăng dần theo góc nghiêng băng. Đồ thị Hình 5 và Hình 6 kết hợp với điều kiện $a_{0\min} = a_{u\min} = 0,5$ (m), $a_{0\max} = a_{u\max} = 5$ (m) sẽ giúp thu hẹp miền xác định khoảng cách 2 con lăn đỡ. Đối với hệ số kéo để đảm bảo điều kiện làm việc theo lực kéo tới hạn, cần chọn giá trị thiết kế ở bên trên đồ thị Hình 7. Khoảng cách 2 con lăn đỡ càng nhỏ thì giá trị hệ số kéo yêu cầu càng lớn. Rõ ràng để tăng hệ số kéo, cần thiết kế kết cấu phức tạp hơn như dùng tang phụ, dùng nhiều tang dẫn, tăng lực căng băng, ... Qua khảo sát và tính toán góc nghiêng băng tải δ hầu như ít ảnh hưởng tới hệ số kéo. Với các giá trị lực kéo băng khác nhau trong dãy tiêu chuẩn lựa chọn, khoảng cách 2 con lăn nhánh không tải lớn hơn 3 m thì giá trị hệ số kéo giảm tuy nhiên không nhiều, còn nhỏ hơn 3 m thì hệ số kéo tăng lên nhanh chóng. Như vậy nếu chọn khoảng cách 2 con lăn nhánh không tải lớn hơn 3 m thì hệ số kéo cho phép cần lớn hơn 4.



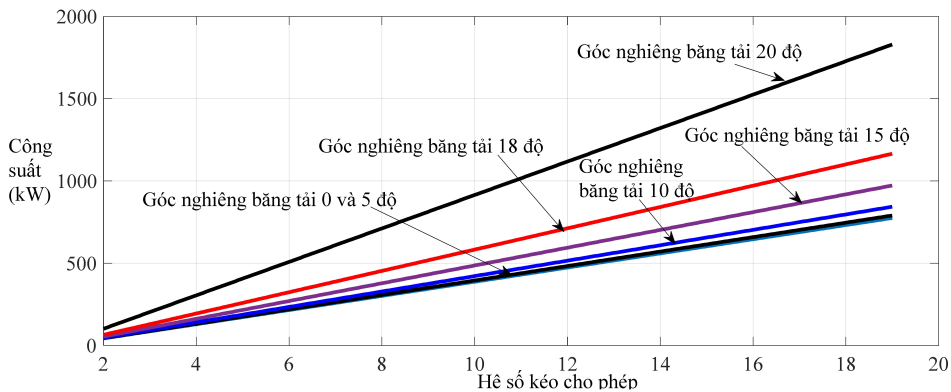
Hình 7. Khảo sát giá trị lực kéo giới hạn với hệ số kéo và khoảng cách 2 con lăn nhánh không tải

Về quan hệ giữa năng suất và công suất dẫn động cũng được nhiều nghiên cứu chỉ ra, với thông số cho trước đã nêu, quan hệ giữa 2 thông số này tương ứng góc nghiêng băng tải được xác định như Hình 8. Năng suất và công suất đồng biến, góc nghiêng băng tải càng lớn thì công suất càng tăng

nhANH. Hệ số kéo tăng, công suất dẫn động cho phép tăng. Ví dụ với băng tải chọn có lực kéo phá hủy 1000 KN thì kết quả khảo sát công suất theo hệ số kéo cho phép tương ứng góc nghiêng băng tải δ_i như Hình 9. Hệ số kéo chọn tối thiểu đều phải lớn hơn 4 của điều kiện khoảng cách con lăn. Kết quả cuối cùng ta xác định được miền các thông số hợp lý như Bảng 3 gồm hệ số kéo, khoảng cách các con lăn, công suất dẫn động cần thiết.



Hình 8. Quan hệ góc nghiêng băng tải, công suất cần thiết và năng suất vận chuyển



Hình 9. Quan hệ góc nghiêng băng tải, công suất dẫn động tối đa tương ứng hệ số kéo cho phép

Bảng 3. Kết quả tính toán khảo sát

Góc nghiêng băng tải, δ (độ)	0	5	10	15	18	20
Công suất dẫn động cần thiết, P_A^F (kW)	50	100	200	250	400	600
Hệ số kéo tối thiểu tương ứng, $e^{\mu\varphi}$	4	4	6	7	7,5	7
Khoảng cách con lăn nhánh có tải, a_0 (m)	0,5÷0,8	1÷1,3	1,5÷1,8	2÷2,3	2,3÷2,6	2,4÷2,8
Khoảng cách con lăn nhánh không tải, a_u (m)	3,5÷5	3÷5	3÷5	3÷5	3÷5	3÷5

Kết quả tính toán khảo sát ở Bảng 3 và Hình 8, Hình 9 so sánh số liệu trong [4] khi cùng năng suất là 0,22 m³/s, góc nghiêng băng tải 180 các dữ liệu về vật liệu và tải trọng, khoảng cách vận chuyển tương đương. Kết quả cho thấy nếu giới hạn lực bền kéo băng tải là 1000 KN công suất cần thiết là 400 kW nhỏ hơn là 20% so với [4], tương ứng hệ số kéo tối thiểu 7,5. Miền thông số khoảng cách con lăn được khuyến cáo với nhánh có tải từ 2,3 m tới 2,6 m, nhánh không tải từ 3 m tới 5 m. Trường hợp sử dụng động cơ có công suất tối đa 500 kW như [4] hoàn toàn có thể nâng cao được năng suất tăng

36% từ 0,22 m³/s lên 0,3 m³/s, với hệ số kéo cần thiết tối thiểu cần đạt 8,5. Miền thông số khoảng cách con lăn được khuyến cáo không thay đổi.

4. Kết luận

Trên cơ sở phân tích các nghiên cứu trong và ngoài nước, bài báo đã nêu phương pháp tính toán băng tải theo tiêu chuẩn ISO 5048:1989, JIS B 8805:1992, DIN 2210:2002 và mô hình bài toán để khảo sát xác định các thông số hợp lý. Nghiên cứu này đặc biệt có ý nghĩa khi thiết kế kỹ thuật, giúp phát huy hết khả năng làm việc băng tải. Dựa trên cơ sở các tiêu chuẩn này đã đưa ra phương pháp tính toán các thông số theo hệ số kéo và lực giới hạn bền kéo băng tải. Phương pháp này áp dụng chung cho băng tải cao su có tang dẫn truyền lực bằng ma sát. Bài báo đã thiết lập bài toán và xây dựng thuật toán khảo sát xác định các thông số hợp lý là khoảng cách các con lăn đỡ, hệ số kéo cho phép, công suất dẫn động cần thiết. Kết quả ví dụ tính toán khảo sát đã đưa ra bộ thông số cho phép phát huy tối đa dự trữ bền của băng, tăng năng suất và công suất thiết kế. Kết quả khảo sát cho thấy có thể tăng năng suất 36% khi cùng công suất dẫn động so với [4] với các thông số hợp lý lựa chọn, kết quả tính cũng có thể đánh giá được mức độ dự trữ an toàn thiết bị đã có khi cần tăng năng suất vận chuyển.

Tài liệu tham khảo

- [1] Ngân, N. H., Son, N. D. (2004). *Kỹ thuật nâng chuyển - Máy vận chuyển liên tục*. Nhà xuất bản đại học Quốc gia TP Hồ Chí Minh.
- [2] Đức, P. (2010). *Máy vận chuyển liên tục*. Nhà xuất bản Giao thông vận tải.
- [3] Thạch, L. D., Linh, N. N., Tuấn, V. A. (2012). Nghiên cứu xác định các thông số động lực học của máng trọng lực vận chuyển vật liệu. *Tạp chí Khoa học Công nghệ Xây dựng*, 6(4):7–16.
- [4] Djouema, N., Belhamra, A. (2018). Simulation and optimization of realized traction factor of belt conveyor. *Synthese: Revue des Sciences et de la Technologie*, 37:170–182.
- [5] ISO 5048:1989. *Continuous mechanical handling equipment - belt conveyors with carrying idlers - calculation of operating power and tensile forces*. International Organization for Standardization.
- [6] DIN 22101:2002. *Continuous conveyors-belt conveyors for loose bulk materials - basis for calculation and dimensioning*. German Institute for Standardization.
- [7] JIS B 8805:1992. *Rubber belt conveyors with carrying idlers - calculation of operating power and tensile forces*. Japan Industrial Standard.
- [8] Zhang, S., Xia, X. (2011). [Modeling and energy efficiency optimization of belt conveyors](#). *Applied Energy*, 88(9):3061–3071.
- [9] Akparibo, A. R., Normanyo, E. (2019). Application of resistance energy model to optimising electric power consumption of a belt conveyor system. *International Journal of Power Systems*, 4.
- [10] Kumar, P. V., Goriparti, S., Ganesh, C. V. (2022). A study on belt conveyor system for improving dynamic response and energy efficiency. *Journal of Engineering Sciences*, 13(6):913–921.
- [11] Mehul, A. K. (2018). Optimization of belt conveyor system by increasing its energy efficiency. *International Journal of Innovative Research In Technology*, 5(5):79– 85.
- [12] Salawu, G., Bright, G., Onunka, C. (2020). [Modelling and simulation of a conveyor belt system for optimal productivity](#). *International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET)*, 11(1):115–121.
- [13] Youssef, G. S., Taha, I., Shihata, L. A., Abdel-ghany, W. E., Ebeid, S. J. (2015). Improved energy efficiency in troughed belt conveyors: Selected factors and effects. *International Journal of Engineering and Technical Research*, 3(6):174–180.
- [14] Tuyên, L. Q., Nam, L. P., Thủy, B. T. (2022). Nghiên cứu thiết kế, chế tạo mô hình cân định lượng ứng dụng PLC và biến tần. *Đặc san khoa học Công nghệ - Đại học Việt Trì*, 1:45–48.
- [15] Rulli Rulmeca S.p.A (2003). [Rollers and components for bulk handling](#). Truy cập ngày 10/2/2023.