

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA VẬN TỐC KHAI THÁC ĐẾN KHẢ NĂNG TẢI CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

STUDY THE EFFECT OF WORKING SPEED ON THE POWER TRANSMISSION CAPACITY OF BELT DRIVES

CAO NGỌC VI

Viện Cơ khí, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

Email liên hệ: vicn.vck@vamaru.edu.vn

Tóm tắt

Bài báo trình bày việc xây dựng mô hình cho phép đánh giá ảnh hưởng của tốc độ khai thác đến khả năng tải của bộ truyền động đai. Mô hình được xây dựng ở dạng biểu thức giải tích tường minh, cho kết quả chính xác, thuận tiện cho lập trình tính toán tự động. Bên cạnh đó, các biểu thức tính trị số tối ưu của vận tốc khai thác và công suất truyền động tới hạn cũng được thiết lập.

Từ khóa: Truyền động đai, công suất, tốc độ, khả năng tải, tối ưu.

Abstract

This article present the establishment of a model, which is used to evaluate the effect of working speed on the power transmission capacity of belt drives. The obtained models are the explicit formulas leading to the rapid calculation and exact results. Besides, this model can be used to build a computer program for advanced computations. Furthermore, two more formulas were also derived for estimating the optimal belt speed and then, the optimal power transmission capacity of the belt drives.

Keywords: Belt drive, transmission capacity, belt speed, optimal velocity.

1. Giới thiệu chung

Truyền động đai được sử dụng rộng rãi trong công nghiệp và trong đời sống nhờ những ưu thế nổi trội về khả năng truyền chuyển động với khoảng cách lớn; làm việc êm, ít gây ồn; khả năng bảo vệ các bộ phận máy khác khi bị quá tải; kết cấu đơn giản, chi phí đầu tư, vận hành và bảo dưỡng thấp; có khả năng chống sóc và giảm thiểu dao động. Cơ chế hoạt động, lý thuyết và trình tự thiết kế, kết cấu các phần tử của các bộ truyền động đai được trình bày chi tiết trong những giáo trình cơ học kỹ thuật và lý thuyết máy [1-4].

Truyền động đai thuộc nhóm các bộ truyền bằng ma sát, trong đó công suất và chuyển động quay được truyền từ trục dẫn sang trục bị dẫn nhờ ma sát trên bề

mặt tiếp xúc giữa đai và bánh đai. Do đó, công suất của bộ truyền bị giới hạn. Đồng thời, tuổi thọ của đai thấp, hiệu suất và độ tin cậy của bộ truyền không cao. Các nghiên cứu hiện nay chủ yếu tập trung vào vấn đề xác định hệ số ma sát trên bề mặt tiếp xúc giữa đai và bánh đai [5, 6], đánh giá các tổn thất trong bộ truyền [7-10], nâng cao khả năng tải và tuổi thọ [11, 12].

Tốc độ khai thác là một thông số quan trọng, ảnh hưởng trực tiếp đến khả năng tải, tuổi thọ cũng như chi phí vận hành của bộ truyền đai. Việc đánh giá tác động của tốc độ đai tới công suất và hiệu suất truyền động đã được nhiều tác giả thực hiện [7, 8, 13]. Chen và cộng sự [13] đã tiến hành mô phỏng, tính toán tổn thất tốc độ góc giữa đai và bánh đai, tổn thất công suất trong bộ truyền đai dẹt bằng mô hình phân tử hữu hạn. Theo đó, tổn thất về tốc độ quay là tác nhân chính gây ra tổn thất công suất của bộ truyền. Bertini và cộng sự [8], trên cơ sở các tổn thất về ma sát và biến dạng của đai, đã đề xuất một mô hình giải tích để tính toán tổn thất công suất trong biến tốc đai hình thang bằng cao su. Đề xây dựng mô hình, lượng trượt tiếp tuyến và cung trượt được xem là không đổi. Điều này không đúng với thực tế vì cả hai đại lượng trên đều thay đổi trên toàn bộ vùng cung ôm. Nghiên cứu thực nghiệm của Balta và cộng sự [7] về ảnh hưởng của mô men phanh, lực căng ban đầu, đường kính bánh đai, chiều dài đai và mô đun đàn hồi của vật liệu đai đến tổn thất vận tốc trong bộ truyền đẳng tốc đai hình lược. Kết quả nghiên cứu thực nghiệm sau đó được sử dụng để xác định các thông số tối ưu cho bộ truyền nhằm giảm thiểu đến mức thấp nhất có thể lượng trượt tỉ đối. Velicu và cộng sự [14] nghiên cứu tác động của lực li tâm (sinh ra trong vùng cung ôm) đến lực căng bổ sung trên đai và lực tác dụng lên trục. Từ kết quả thu được, các tác giả kết luận rằng lực căng bổ sung trên đai không chỉ phụ thuộc vào khối lượng của vật liệu, vận tốc chuyển động mà còn phụ thuộc vào độ cứng của đai. Khi các gối đỡ có độ cứng vững lớn thì tác động của lực li tâm là không đáng kể.

Các công trình nghiên cứu đi trước mới chỉ dừng lại ở việc xác định tổn thất vận tốc của đai (vận tốc góc và vận tốc dài) tới tổn thất công suất và hiệu suất truyền động, chưa có công trình nghiên cứu nào về tác

động của vận tốc khai thác đến khả năng tải của bộ truyền. Bài báo này trình bày về việc xây dựng mô hình và đánh giá tác động của tốc độ khai thác đến năng tải của bộ truyền động đai.

2. Xây dựng mô hình toán học

2.1. Giả thiết

Mô hình tính được thiết lập dựa trên những giả thiết sau:

- Vật liệu đai làm việc trong giới hạn đàn hồi;
- Hệ số ma sát có giá trị là hệ số ma sát tĩnh cực đại f_{\max} và không đổi trên toàn bộ vùng cung ôm;
- Bỏ qua biến dạng của bánh đai.

2.2. Vận tốc chuyển động của đai

Vận tốc chuyển động của đai được xác định theo công thức (1) [1, 2]:

$$v = \frac{\pi d \cdot n}{60 \cdot 10^3}, \quad (1)$$

Trong đó:

- d : Đường kính bánh đai, (mm);
- n : Số vòng quay trên trục bánh đai, (vòng/ph).

2.3. Lực và ứng suất trong đai

2.3.1. Lực tác dụng lên đai

Lực tác dụng lên đai bao gồm lực căng ban đầu (F_0), lực căng khi chịu tải (F_1, F_2), lực có ích (F_t) và lực li tâm (F_{lt}), được xác định theo các công thức (2) đến (6) [1]:

$$F_t = 10^3 P v^{-1} \quad (2)$$

$$F_v = q_m v^2 \quad (3)$$

$$F_0 = \frac{e^{f \alpha_t} + 1}{e^{f \alpha_t} - 1} \frac{F_t}{2} + F_v \quad (4)$$

$$F_1 = \frac{e^{f \alpha_t}}{e^{f \alpha_t} - 1} F_t + F_v \quad (5)$$

$$F_2 = \frac{1}{e^{f \alpha_t} - 1} F_t + F_v \quad (6)$$

Trong đó:

- P : Công suất truyền động, (kW);
- v : Vận tốc chuyển động của đai, (m/s);
- q_m : Khối lượng của 1m dây đai, (kg/m);

- e : Cơ số logarit tự nhiên;
- f^* : Hệ số ma sát tương đương;
- α_t : Cung trượt trên bánh dẫn, (rad).

2.3.2. Ứng suất trong đai

Ứng suất trong đai bao gồm ứng suất do lực căng ban đầu (σ_0), ứng suất căng trên các nhánh đai khi chịu tải (σ_1, σ_2), ứng suất căng phụ (σ_v) và ứng suất uốn trong vùng cung ôm. Giá trị của các ứng suất này được xác định theo các công thức (7) đến (12) [1]:

$$\sigma_t = F_t / A \quad (7)$$

$$\sigma_v = F_v / A \quad (8)$$

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A} = \frac{e^{f \alpha_t} + 1}{e^{f \alpha_t} - 1} \frac{F_t}{2A} + \frac{F_v}{A} \quad (9)$$

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} = \frac{e^{f \alpha_t}}{e^{f \alpha_t} - 1} \frac{F_t}{A} + \frac{F_v}{A} \quad (10)$$

$$\sigma_2 = \frac{F_2}{A} = \frac{1}{e^{f \alpha_t} - 1} \frac{F_t}{A} + \frac{F_v}{A} \quad (11)$$

$$\sigma_{ul} = \varepsilon_t E \quad (12)$$

Trong đó:

- A : Diện tích tiết diện đai, (m²);
- ε : Biến dạng dài tương đối của đai;
- E : Mô đun đàn hồi của vật liệu đai, (Mpa);

Ứng suất lớn nhất trong đai đạt tại tiết diện đai vào tiếp xúc với bánh dẫn, tính theo công thức (13) [1]:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{ul} \quad (13)$$

2.4. Ảnh hưởng của vận tốc vòng của đai đến khả năng tải của bộ truyền

Công suất truyền của bộ truyền động đai được xác định theo các công thức (14) [1, 2]:

$$P = \frac{F_t v}{1000} \quad (14)$$

Đề đai không bị phá hỏng (phá hỏng tĩnh và phá hỏng mỏi), ứng suất lớn nhất trong đai phải thỏa mãn điều kiện (15) [2]:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{ul} \leq [\sigma] \quad (15)$$

Trong đó (σ) là ứng suất cho phép của vật liệu đai. (24)

Từ phương trình (15), ứng suất căng lớn nhất được tính theo công thức (16):

$$\sigma_{1,max} = [\sigma] - \sigma_v - \sigma_{u1} \quad (16)$$

Do $\sigma_1 = F_1/A$, ta có:

$$F_{1,max} = ([\sigma] - \sigma_v - \sigma_{u1})A \quad (17)$$

Mặt khác $F_t = F_1 - F_2$ và $F_1 = F_2 e^{f^* \alpha_t} [1, 2]$, do đó:

$$F_{t,max} = F_{1,max} \left(1 - \frac{1}{e^{f^* \alpha_t}} \right) \quad (18)$$

Kết hợp (14), (17) và (18), ta có:

$$P_{max} = ([\sigma] - \sigma_v - \sigma_{u1})A \left(1 - \frac{1}{e^{f^* \alpha_t}} \right) \frac{v}{1000} \quad (19)$$

Thay $\sigma_v = q_m v^2 / A = \rho v^2$ (ρ là khối lượng riêng của vật liệu đai, kg/m³) vào (19), ta có:

$$P_{max} = ([\sigma] - \sigma_{u1} - \rho v^2)A \left(1 - \frac{1}{e^{f^* \alpha_t}} \right) \frac{v}{1000} \quad (20)$$

Đặt $k = 1 - e^{-f^* \alpha_t}$ và viết lại phương trình (20), ta có:

$$P_{max} = ([\sigma]v - \sigma_{u1}v - \rho v^3) \frac{Ak}{1000} \quad (21)$$

2.5. Vận tốc tối ưu và khả năng tải tối ưu

Đạo hàm 2 về phương trình (21) theo vận tốc v , ta có:

$$\frac{dP_{max}}{dv} = ([\sigma] - \sigma_{u1} - 3\rho v^2) \frac{Ak}{1000} \quad (22)$$

Giải phương trình (22) với ẩn v , ta được:

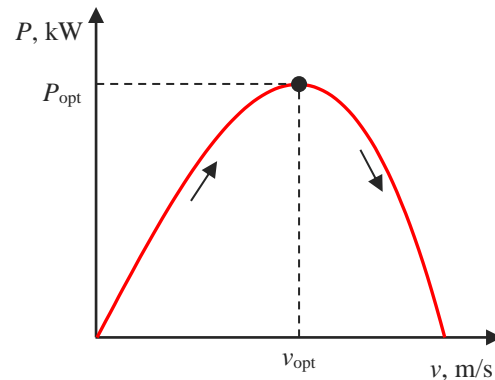
$$v_{opt} = \sqrt{\frac{[\sigma] - \sigma_{u1}}{3\rho}} \quad (23)$$

Thay (23) vào (20), ta có:

$$P_{max,opt} = \frac{A}{1000} \left(1 - \frac{1}{e^{f^* \alpha_t}} \right) \sqrt{\frac{4([\sigma] - \sigma_{u1})^3}{27\rho}}$$

3. Kết quả và thảo luận

Hình 1 trình bày tác động của vận tốc vòng của đai đến công suất truyền động của bộ truyền, xác định theo phương trình (20). Khi vận tốc khai thác quá thấp hoặc quá cao, khả năng tải của bộ truyền không sử dụng hết. Ứng với các thông số xác định về kích thước và thuộc tính của vật liệu, luôn tồn tại một giá trị tối ưu của vận tốc vòng (công thức (23)), tại đó công suất truyền động đạt giá trị tối hạn (công thức (24)). Trong khoảng $(0, v_{opt})$, tăng vận tốc khai thác sẽ dẫn đến tăng khả năng tải của bộ truyền. Nguyên nhân chủ yếu là do ảnh hưởng của lực li tâm còn yếu, tổn thất do ma sát và tổn thất vận tốc chưa cao. Cùng với sự gia tăng của vận tốc, các tổn thất này cũng tăng dần dẫn đến tổn hao công suất nhiều hơn. Kết quả là, mức độ gia tăng về khả năng tải giảm dần khi v tiến gần đến giá trị tối ưu v_{opt} . Khi $v > v_{opt}$, tăng vận tốc khai thác sẽ làm giảm khả năng tải của bộ truyền.



Hình 1. Ảnh hưởng của vận tốc tới khả năng tải

Trong trường hợp tỷ số truyền của bộ truyền cùng với tốc độ vòng của động cơ dẫn động đã được định trước, có thể thay đổi đường kính bánh đai để đạt được giá trị vận tốc tối ưu. Tuy nhiên, thay đổi đường kính bánh đai sẽ dẫn tới thay đổi về ứng suất uốn, do đó thay đổi trị số tối ưu của vận tốc vòng.

Ngoài ra, nếu định trước vận tốc vòng và vật liệu chế tạo đai, có thể sử dụng phương trình (20) để xác định kích thước tối ưu của hệ, đảm bảo công suất truyền động là lớn nhất có thể.

4. Kết luận

Bài báo đã thiết lập được mô hình lý thuyết tổng quát, dùng để đánh giá ảnh hưởng của vận tốc khai thác đến khả năng tải của bộ truyền động đai. Mô hình tính là những biểu thức giải tích dạng tường minh, cho phép tính toán đạt độ chính xác cao, thuận tiện cho lập trình tính toán tự động.

Tồn tại một giá trị tối ưu vận tốc chuyển động của đai, tại đó khả năng tải của bộ truyền được khai thác tối đa. Bài báo cũng thiết lập được công thức giải tích để tính toán trị số vận tốc tối ưu cũng như giá trị công suất truyền tới hạn.

Kết quả của bài báo có thể sử dụng để tham khảo khi thiết kế, khai thác và giảng dạy về các hệ truyền động cơ khí có sử dụng bộ truyền động đai.

Lời cảm ơn

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Hàng hải Việt Nam trong đề tài mã số: **DT20-21.28**.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Nguyễn Hữu Lộc, *Giáo trình Cơ sở Thiết kế máy*, Lần thứ nhất ed. NXB Đại học Quốc gia - TP. Hồ Chí Minh, 2018.
- [2] Wei Jiang, *Analysis and Design of Machine Elements*, 1st Edition ed. Singapore: John Wiley & Sons, 2019.
- [3] Robert L. Mott, Edward M. Vavrek, and Jyhwen Wang, *Machine Elements in Mechanical Design*, 6th ed. Pearson, p.880, 2018.
- [4] М. Н. Иванов and В. А. Финогенов, *Детали машин: Учебник для академического бакалавриата*, 16-е изд. ed. Москва: Издательство Юрайт, p.409, 2018.
- [5] Yingdan Wu, Michael J. Leamy, and Michael Varenberg, *Belt-Drive Mechanics: Friction in the Absence of Sliding*, Journal of Applied Mechanics, Vol.86, No.10, 2019.
- [6] Vlado A. Lubarda, *The Mechanics of Belt Friction Revisited*, International Journal of Mechanical Engineering Education, Vol.42, No.2, pp.97-112, 2014.
- [7] Berna Balta, Fazil O. Sonmez, and Abdulkadir Cengiz, *Speed losses in V-ribbed belt drives*, Mechanism and Machine Theory, Vol.86, pp.1-14, 2015.
- [8] L. Bertini, L. Carmignani, and F. Frendo, *Analytical model for the power losses in rubber V-belt continuously variable transmission (CVT)*, Mechanism and Machine Theory, Vol.78, pp.289-306, 2014.
- [9] Carlos A. F. Silva, Lionel Manin, Renaud G. Rinaldi, Didier Remond, Etienne Besnier, and Marie-Ange Andrianoely, *Modeling of power losses in poly-V belt transmissions: hysteresis phenomena (standard analysis)*, Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, Vol.11, No.6, pp. JAMDSM0085-JAMDSM0085, 2017.
- [10] Carlos A. F. Silva, Lionel Manin, Renaud G. Rinaldi, Didier Remond, Etienne Besnier, and Marie-Ange Andrianoely, *Modeling of power losses in poly-V belt transmissions: Hysteresis phenomena (enhanced analysis)*, Mechanism and Machine Theory, Vol.121, pp.373-397, 2018.
- [11] Peng Gao, Liyang Xie, and Jun Pan, *Reliability and Availability Models of Belt Drive Systems Considering Failure Dependence*, Chinese Journal of Mechanical Engineering, Vol.32, No.1, 2019.
- [12] Mukalu Sandro Masaki, Lijun Zhang, and Xiaohua Xia, *A design approach for multiple drive belt conveyors minimizing life cycle costs*, Journal of Cleaner Production, Vol.201, pp.526-541, 2018.
- [13] Wen-Hwa Chen and Chyuan-Jau Shieh, *On Angular Speed Loss Analysis of Flat Belt Transmission System by Finite Element Method*, International Journal of Computational Engineering Science, Vol.04, No.01, pp.1-18, 2003.
- [14] Radu Velicu, Lenard Jurj, and Radu Saulescu, *On the Centrifugal Effect on the Load of Chain and Belt Transmissions*, Applied Mechanics and Materials, Vol.880, pp.3-8, 2018.

Ngày nhận bài:	11/6/2021
Ngày nhận bản sửa:	17/6/2021
Ngày duyệt đăng:	22/6/2021