

NGHIÊN CỨU TÍNH TOÁN HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG MÁY CẮT SỢI NHỎ

Nguyễn Trung Kiên^{1,*}, Vũ Mạnh Tấn¹

¹Viện công nghệ, Tổng cục Công nghiệp quốc phòng

*Email: nguyentruongkien.vcn@gmail.com

TÓM TẮT

Bài báo trình bày nghiên cứu nguyên lý và tính toán thiết kế hệ truyền động của máy cắt sợi nhỏ trong sản xuất sợi hóa chất, tập trung vào việc lựa chọn động cơ, phân phối tỉ số truyền và xác định các thông số công nghệ nhằm đảm bảo máy hoạt động ổn định, tin cậy và hiệu quả. Nghiên cứu đã thiết lập được mối quan hệ giữa vận tốc cắt, vận tốc tiếp phôi với tốc độ quay động cơ và chiều dài hiệu chỉnh, qua đó làm cơ sở cho việc tính chọn, hiệu chỉnh máy và kiểm soát chất lượng sản phẩm. Kết quả cho thấy hệ truyền động đáp ứng yêu cầu kỹ thuật, có độ tin cậy cao, góp phần nâng cao năng suất, giảm phế phẩm và là nền tảng cho các bước thiết kế, chế tạo tiếp theo.

Từ khóa: Chế độ công nghệ, máy cắt sợi nhỏ, thiết kế hệ thống truyền động, tỉ số truyền, tốc độ quay động cơ.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong lĩnh vực sản xuất sợi hóa chất có chiều dài nhỏ từ 0,8 đến 12 mm, máy cắt sợi nhỏ đã từng bước chứng minh vai trò quan trọng của mình trong việc tối ưu hóa quy trình sản xuất và cải thiện chất lượng sản phẩm. Cải tiến hệ thống máy móc phục vụ cho quá trình sản xuất thay thế cho công lao động của con người là nhu cầu cần thiết. Với ưu điểm làm việc liên tục, ổn định, dễ thao tác vận hành, tiết kiệm nhân lực, cho năng suất cao, máy cắt sợi nhỏ tự động sẽ tăng năng suất lao động, giảm thiểu phế phẩm và an toàn với con người [1, 2, 3, 4].

Việc nghiên cứu tính toán động học, động lực học các cơ cấu, bộ truyền của máy cắt trong nội dung nghiên cứu sẽ thiết lập được mối quan hệ giữa vận tốc cắt và tốc độ quay của động cơ. Thiết lập phương trình biểu thị mối quan hệ giữa vận tốc tiếp phôi (chiều dài sợi sau khi cắt) với vận tốc quay của động cơ và với chiều dài hiệu chỉnh (trên bộ hiệu chỉnh). Việc tính toán động học, động lực học đảm bảo độ tin cậy và hiệu suất của máy cắt khi hoạt động cũng như kiểm tra và hiệu chỉnh máy cắt trong quá trình sử dụng [5,6, 7, 8].

2. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

2.1. Lựa chọn nguyên lý

Viện Công nghệ - Tổng cục công nghiệp quốc phòng đang nghiên cứu thiết kế chế tạo máy cắt sợi nhỏ dựa trên nguyên lý Máy San Galli của Nga và tham khảo máy cắt hiện có tại Nhà máy Z195 [9,10, 11, 12]. Theo hình 1 gồm có: I: Trục khuỷu; II: Trục hệ thống dẫn động - phanh; III, VI Trục trung gian; IV, V, VII: Trục dẫn động.

1. Động cơ điện phòng nổ; 2,3. Bộ truyền đai; 4. Trục truyền; 5. Bàn dao; 6. Dao; 7. Bánh đà; 8. Vít điều chỉnh; 9. Con trượt; 10. Thanh điều khiển; 11. Giá điều chỉnh; 12. Bánh ma sát; 13,14,15,16,18,21,22,23. Bánh răng; 17. Lô cố định; 19. Lô ép tĩnh; 20. Lô ép động; 24,25. Gối ổ; 26. Đối trọng điều chỉnh; 27. Thanh truyền; 28. Con trượt đứng; 29. Giá đỡ cố định; 30. Giá đỡ cam; 31. Lò xo kéo;

Nguyên lý hoạt động:

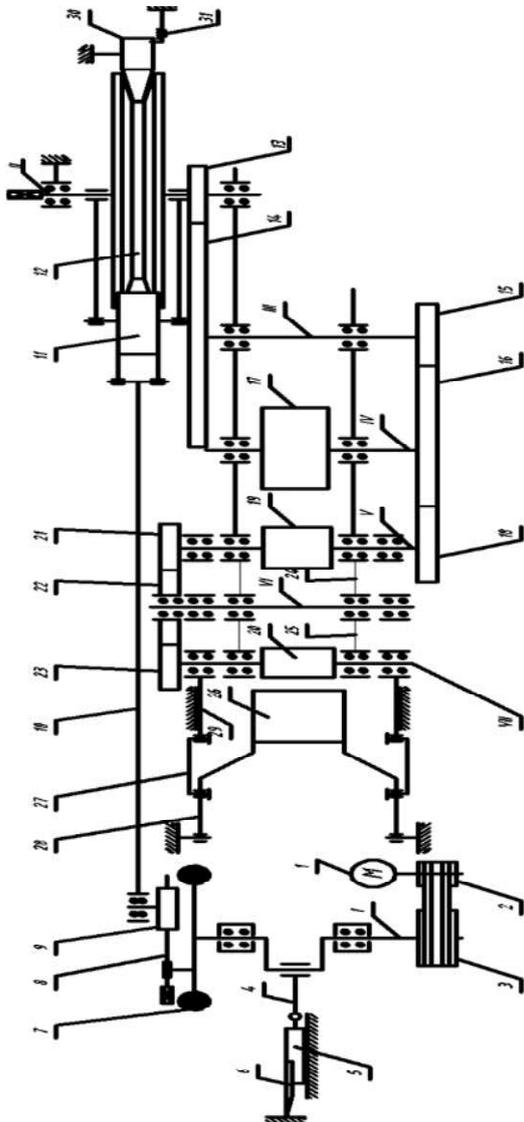
Chuyển động quay từ động cơ điện 1 qua bộ truyền đai 2,3 tới trục khuỷu I; tại đây chuyển động quay của trục lệch tâm (trục khuỷu) được chia làm 2 chuyển động:

Chuyển động tịnh tiến của giá đỡ bàn dao 5 (phía trên có gắn dao cắt 6); được hình thành thông qua trục truyền 4. Chuyển động tịnh tiến này đảm nhiệm việc cắt phôi sợi nhỏ theo yêu cầu công nghệ (tốc độ cắt điều chỉnh được thông qua điều chỉnh tốc độ của động cơ 1);

Chuyển động quay liên tục của bánh đà 7 được chuyển thành chuyển động quay gián

đoạn của bánh ma sát 12 thông qua thanh điều khiển 10 gắn giữa bánh đà 7 và giá điều chỉnh 11 (gắn với bánh ma sát 12) và góc quay của nó phụ thuộc trực tiếp vào chiều dài quy định của vít điều chỉnh 8 và con trượt 9.

Từ bánh ma sát 12 thông qua cặp bánh răng 13,14 trục trung gian III và cặp bánh răng 15,16 chuyển động quay được truyền đến lô kéo dưới IV-17, và thông qua cặp bánh răng 16,18 đến lô kéo trên V-19. Chuyển động quay của lô kéo trên VII-20 được truyền từ lô kéo trên V-19 qua bộ truyền bánh răng 21,22,23.



Hình 1. Sơ đồ nguyên lý

Trục V và VI được nối với nhau bằng gối ổ 24; trục VI với trục VII được nối với nhau bằng gối ổ 25, cho phép trục VII có thể di chuyển theo phương thẳng đứng và trục VI quay quanh trục V.

Chuyển động theo hướng thẳng đứng của trục VII được thực hiện bởi đối trọng điều chỉnh 26, thanh truyền 27, con trượt đứng 28 và giá đỡ cố định 29.

Chuyển động của dao 6 và chuyển động quay của bánh ma sát 12 được phối hợp:

+ Khi dao chuyển động lên thì bánh ma sát sẽ nhả ra để sợi di chuyển tự do vào khu vực cắt.

+ Khi dao di chuyển xuống thì chuyển động quay của bánh xe ma sát dừng lại.

Chuyển động quay gián đoạn của bánh ma sát 12 thông qua hệ thống trục (II; III; IV; V; VI và VII) và các cặp bánh răng (13; 14; 15; 16; 18; 21; 22; và 23) sẽ truyền chuyển động đến các quả lô kéo phôi (Lô ép động 20; lô ép tĩnh 19; lô cố định 17); các quả lô sẽ kéo sợi vào vị trí cắt. Điều chỉnh khe hở giữa lô ép động 20 và lô ép tĩnh 19; việc điều chỉnh khe hở này được đảm bảo thông qua con trượt đứng 28 và thanh truyền 27; Đối trọng 26 có tác dụng giữ đúng vị trí đã điều chỉnh.

Chiều dài cắt của sợi (sản phẩm) được phụ thuộc vào tốc độ tương quan giữa việc cắt phôi (chuyển động của dao cắt) và tốc độ kéo phôi; tốc độ kéo phôi phụ thuộc vào điều chỉnh thông qua cơ cấu vít điều chỉnh 8 - con trượt 9.

2.2. Tính chọn động cơ

a) Xác định công suất động cơ

Để đảm bảo cho các bộ truyền động của máy cắt làm việc thì công suất động cơ (P_{đc}) phải thỏa mãn điều kiện:

$$P_{đc} > P_{yc} \tag{1}$$

Trong đó:

P_{đc} [kW]: là công suất của động cơ;
 P_{yc} [kW]: là công suất yêu cầu cần đạt được.
 Với P_{yc} được tính theo công thức:

$$P_{yc} = \frac{P_{ct} \cdot \beta}{\eta} \tag{2}$$

Trong đó:

P_{ct} [kW]: là công suất của các trục công tác;
 β : là hệ số tải trọng tương đương;
 η : là hiệu suất truyền động.

Hệ số tải trọng tương đương được tính theo công thức:

$$\beta = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \left(\frac{P_i}{P_1}\right) \cdot t_i}{\sum t_i}} \quad (3)$$

Trong đó:

P_i [kW]: là công suất tác dụng trong thời gian t_i ;

P_1 [kW]: là công suất lớn nhất tác dụng lâu

dài trên trục công tác;

t_i [kW]: thời gian tác dụng của công suất P_i ;

Công suất yêu cầu từ dao cắt P_{ct1} :

Lực cắt: $F = 2000$ (N)

Vận tốc cắt: $v_c = 0,45$ (m/s)

Do đó công suất trên trục khuỷu dao cắt là:

$$P_{ct1} = \frac{F \cdot v_c}{1000} = \frac{2000 \times 0,45}{1000} = 0,9 \text{ (kW)} \quad (4)$$

Công suất yêu cầu từ dao cắt là:

$$P_{yc1} = \frac{P_{ct1}}{\eta_1} = \frac{0,9}{0,94} = 0,96 \text{ (kW)} \quad (5)$$

Trong đó:

η_1 : hiệu suất của cơ cấu tay quay con trượt (dao cắt), được xác định theo công thức sau:

$$\eta_1 = \eta_{11} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{13} = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 0,94 \quad (6)$$

Trong đó:

η_{1i} là hiệu suất các khớp nối của cơ cấu.

Công suất từ cơ cấu (các quả lăn) tiếp phôi:

Công suất công tác của các trục con lăn được tính theo công thức sau:

$$P_{cti} = \frac{F_i \cdot v_i}{1000} \quad (7)$$

Trong đó:

P_{cti} [kW]: công suất của trục công tác thứ i (IV, V, VII);

F_i [kW]: lực ma sát tiếp tuyến (lực kéo phôi) của các con lăn trên trục công tác thứ i (IV, V, VII);

v_i [kW]: vận tốc tiếp phôi của trục công tác thứ i (IV, V, VII);

Bảng 1. Vận tốc, lực tiếp phôi và công suất các trục công tác.

Trục	IV	V	VII
Vận tốc tiếp phôi (m/s)	0,105	0,105	0,105
Lực kéo (N)	1200	1200	1200
Công suất trục (kW)	0,25	0,25	0,25

Lực kéo phôi, vận tốc kéo phôi trung bình, công suất các trục của các quả lăn được xác định khi tính toán động học, động lực học các cơ cấu máy cắt, giá trị của chúng được thể hiện trong bảng 1.

Công suất yêu cầu từ trục của các quả lăn được xác định như sau:

$$P_{yc1} = \frac{P_{ct2} \cdot \beta}{\eta^*} \quad (8)$$

Trong đó :

η^* : hiệu suất truyền động của cơ cấu tay quay cần lắ và các cặp bánh răng.

$$\eta_2 = \eta_k \cdot \eta_{br}^5 \cdot \eta_{ol}^7 \cdot \eta_d \quad (9)$$

Trong đó (tra bảng 2.3/19 [1]) :

η_k : hiệu suất nối trục đàn hồi $\eta_k = 1$

η_{br} : hiệu suất của một cặp bánh răng

$\eta_{br} = 0,93$ (đề hờ)

η_{ol} : hiệu suất của một cặp ổ lăn $\eta_{ol} = 0,99$

η_d : hiệu suất của bộ truyền đai

Vậy hiệu suất chung của bộ truyền là:

$$\eta_2 = \eta_k \cdot \eta_{br}^5 \cdot \eta_{ol}^7 \cdot \eta_d = 1 \cdot 0,93^5 \cdot 0,99^7 \cdot 0,95 = 0,61 \quad (10)$$

Công suất từ trục của các quả lăn là:

$$P_{yc2} = \frac{P_{ct2}}{\eta_2} = \frac{0,25 + 0,25 + 0,25}{0,61} = 1,23 \text{ (kW)} \quad (11)$$

Vậy công suất yêu cầu của động cơ là:

$$P_{yc} = P_{yc1} + P_{yc2} = 0,96 + 1,23 = 2,19 \text{ (kW)} \quad (12)$$

b) Xác định sơ bộ số vòng quay của động cơ

Ta có vận tốc cắt của dao là: $v = 0,45 \text{ m/s}$.
Tốc độ quay của trục công tác được xác định từ việc giải bài toán động học cơ cấu tay quay con trượt.

Tốc độ quay sơ bộ của động cơ được tính theo công thức:

$$n_{sb} = n_{ct} \cdot u_{sb} \quad (13)$$

Trong đó:

n_{sb} (v/ph): là tốc độ quay sơ bộ của động cơ;

n_{ct} (v/ph): là tốc độ quay của trục công tác (trục khuỷa I);

u_{sb} : là tỷ số truyền của bộ truyền đai.

Theo tính toán, mô phỏng, để đạt vận tốc cắt 0,45 m/s tại vị trí cắt xác định, tốc độ quay của trục khuỷa là 8,84 rad/s hay 166,8 vòng/phút. Vậy tốc độ quay của trục công tác là 167 (v/ph).

- Chọn tỷ số truyền sơ bộ của bộ truyền đai:

Tra bảng 2.4/21 [4] ta có:

Truyền động đai có tỷ số truyền nằm trong khoảng $u_d = 2 \div 5$

Ta chọn $u_{sb} = u_d = 4,5$

Suy ra $n_{sb} = 167 \cdot 4,5 = 751,5$ (v/ph)

Tra bảng 1.3 [1] ta chọn được động cơ phù hợp có tốc độ của động cơ là 750 v/ph và công suất 2,2 kW.

Loại động cơ trên thị trường tương đương là động cơ điện 4A112M4Y3. Thông số cụ thể của động cơ như sau:

- Công suất động cơ : $P_{dc} = 2,2 \text{ kW}$
- Tốc độ quay : $v = 750 \text{ v/ph}$
- Hiệu suất động cơ : $\eta_{dc} = 85,5 \%$

Kiểm tra điều kiện mở máy theo tài liệu (1):

$$\frac{T_{mm}}{T_1} = \frac{1,4T_1}{T_1} = 1,4 \quad (14)$$

Với động cơ 4A112M4Y3

ta có $\frac{T_k}{T_{dn}} = 2,0 > 1,4$ điều kiện mở máy

thỏa mãn.

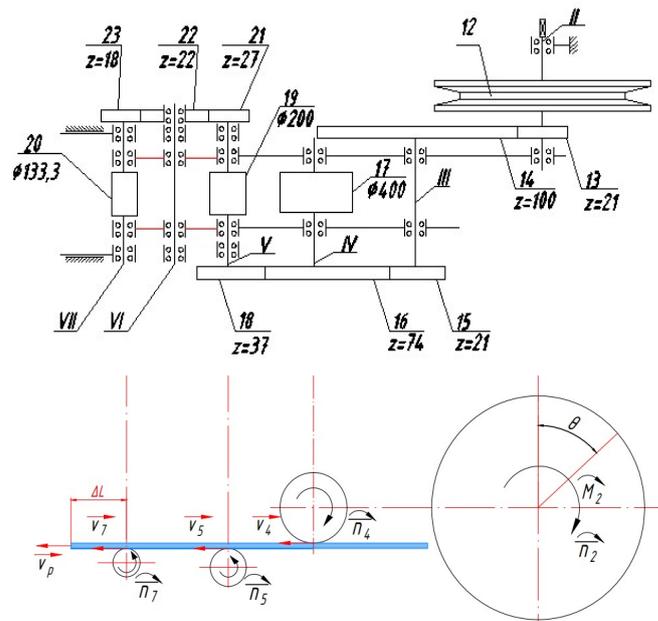
Kết luận: Động cơ 4A112M4Y3 phù hợp với các yêu cầu tính chọn động cơ điện cho hệ dẫn động máy cắt.

2.3. Phân phối tỉ số truyền

Bộ truyền đai truyền chuyển động quay từ động cơ tới trục khuỷu (trục I). Tỷ số truyền của bộ truyền đai được xác định như sau [1]:

$$u_d = \frac{n_{dc}}{n_{ct}} = \frac{750}{167} = 4,49 \quad (15)$$

Sơ đồ hệ bánh răng thể hiện trên hình 2. Cơ cấu bánh răng có mô men phát động M2 và tốc độ quay trung bình của trục phát động II là n_2 . Để đảm bảo yêu cầu tiếp phối của máy cắt, hệ bánh răng được thiết kế sao cho tốc độ tiếp tuyến tại điểm tiếp xúc của các con lăn và phối là giống nhau (cùng chiều và cùng độ lớn).



Hình 2. Bộ truyền bánh răng

Tốc độ quay của trục IV (trục con lăn $\Phi 400$) được xác định theo công thức sau:

$$n_4 = u_{14} \cdot n_2 \quad (13)$$

Trong đó:

n_4 (v/ph): là tốc độ quay trung bình của trục IV;

u_{14} : là tỷ số truyền từ trục II (bánh răng 1) tới trục IV (bánh răng 4);

n_2 (v/ph): là tốc độ quay trung bình của trục II.

Tỷ số truyền từ trục II tới trục IV được xác

định như sau:

$$u_{14} = \left(-\frac{Z_1}{Z_2} \right) \times \left(-\frac{Z_3}{Z_4} \right) \quad (14)$$

$$= \frac{21}{100} \times \frac{21}{74} = 0,06$$

Tốc độ quay của trục V (trục con lăn Φ200) được xác định theo công thức sau:

$$n_5 = u_{45} \cdot n_4 \quad (15)$$

Trong đó:

n_4 (v/ph): là tốc độ quay trung bình của trục V;

u_{45} : là tỷ số truyền từ trục IV tới trục.

Tỷ số truyền từ trục IV tới trục V được xác định như sau:

$$u_{45} = \left(-\frac{Z_4}{Z_5} \right) = -\frac{74}{37} = -2 \quad (16)$$

Tốc độ quay của trục VII (trục con lăn Φ133,3) được xác định theo công thức sau:

$$n_7 = u_{57} \cdot n_5 \quad (17)$$

Trong đó:

n_7 (v/ph): là tốc độ quay trung bình của trục VII;

u_{57} : là tỷ số truyền từ trục V tới trục VII.

Tỷ số truyền từ trục V tới trục VII được xác định như sau:

$$u_{57} = \left(-\frac{Z_5}{Z_6} \right) \times \left(-\frac{Z_6}{Z_7} \right) = \frac{27}{22} \times \frac{22}{18} = 1,5 \quad (18)$$

Kết quả tính toán tốc độ quay của các con lăn (tính theo tốc độ quay của trục bánh đà II) được thể hiện trong bảng 2.

Bảng 2. Tốc độ quay của các con lăn

Trục	Tốc độ quay (v/ph)	Ghi chú
IV	0,06. n_2	Quay cùng chiều trục II
V	- 0,12. n_2	Quay ngược chiều trục II
VII	- 0,18. n_2	Quay ngược chiều trục II

Vận tốc tiếp phôi của các con lăn được xác định theo công thức sau:

$$V_i = R_i \cdot \omega_i \quad (19)$$

Trong đó:

V_i (m/s) ($i = 4, 5, 7$): là tốc độ tiếp tuyến trung bình tại điểm tiếp xúc của con lăn với thuốc phóng – vận tốc tiếp phôi;

R_i (m) ($i = 4, 5, 7$): là bán kính của con lăn thứ i ;

ω_i (rad/s) ($i = 4, 5, 7$): là vận tốc góc trung bình của trục thứ i .

Vận tốc góc trung bình của trục thứ i được xác định theo công thức sau:

$$\omega_i = \frac{3,14}{60} \cdot n_i = 0,052 \cdot n_i \quad (20)$$

Kết quả tính toán vận tốc tiếp phôi của các con lăn được thể hiện trong bảng 3.

Kết quả theo tính toán như trong bảng 3 cho thấy vận tốc tiếp phôi của các con lăn là giống nhau (cùng chiều và có độ lớn bằng nhau).

Bảng 3. Tốc độ tiếp phôi của các con lăn

Trục i	Vận tốc tiếp phôi (m/s)	Ghi chú
IV	$0,2 \cdot 0,052 \cdot 0,06 \cdot n_2$ $= 0,000624 \cdot n_2$	Chiều từ phải qua trái
V	$0,1 \cdot 0,052 \cdot 0,12 \cdot n_2$ $= 0,000624 \cdot n_2$	
VII	$0,06665 \cdot 0,052 \cdot 0,18 \cdot n_2$ $= 0,000624 \cdot n_2$	

Chiều dài sản phẩm sợi sau khi được cắt được xác định theo công thức sau:

$$L_o = 1000 \cdot v_p \cdot T \quad (21)$$

$$= 1000 \cdot 0,000624 \cdot T \cdot n_2 = 0,624 \cdot T \cdot n_2$$

Trong đó:

L_o (mm): là chiều dài thuốc phóng;

T : là chu kỳ cắt (thời gian máy cắt thực hiện xong một lần cắt, bằng thời gian trục khuỷu quay đúng một vòng);

n_2 (v/ph): tốc độ quay trung bình của trục II.

Chu kỳ cắt của máy cắt được xác định theo công thức sau:

$$T = \frac{60}{n_1} = \frac{60}{167} = 0,359 \text{ (s)} \quad (22)$$

Trong đó:

n_1 (vg/ph): là tốc độ quay của trục khuỷu.

Thay giá trị của T vào phương trình 2, công thức xác định chiều dài thuốc phóng được thể hiện như sau:

$$L_o = 0,624 \cdot 0,359 \cdot n_2 = 0,224 \cdot n_2 \quad (236)$$

Tốc độ quay trung bình của trục II được điều chỉnh để đảm bảo chiều dài thuốc phóng theo yêu cầu kỹ thuật. Khi sợi có chiều dài 5 mm, tốc độ quay của trục II là:

$$n_2 = \frac{L_o}{0,224} = 22,3 \text{ (v/ph)}$$

Tốc độ quay của trục IV (trục con lăn $\Phi 400$):

$$n_4 = 0,06 \cdot n_2 = 0,06 \cdot 22,3 = 1,34 \text{ (v/ph)}$$

Tốc độ quay của trục V (trục con lăn $\Phi 200$):

$$n_5 = 0,12 \cdot n_2 = 0,12 \cdot 22,3 = 2,68 \text{ (v/ph)}$$

Tốc độ quay của trục VII (trục con lăn $\Phi 133,3$):

$$n_7 = 0,18 \cdot n_2 = 0,18 \cdot 22,3 = 4,01 \text{ (v/ph)}$$

Tính mômen xoắn trên các trục.

Công thức chung tính mô men xoắn của các trục là [1]:

$$T_i = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot P_i}{n_i} \quad (27)$$

($i=1, 4, 5, 7$)

- Mô men trên trục dao:

$$T_1 = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot P_{ct1}}{n_{ct}} \quad \text{kNmm}$$

$$= \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot 0,96}{168,75} = 54898$$

- Mô men trên trục IV, V, VII:

$$T_i = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot P_{cti}}{n_{ct}} \quad \text{(kNmm)}$$

$$= \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot 0,25}{168,75} = 14148$$

3. KẾT LUẬN

Việc tính toán hệ dẫn động của máy cắt nhằm mục đích tính toán, thiết kế các bộ truyền của máy cắt để đảm bảo máy cắt hoạt động tin cậy và đạt được các yêu cầu kỹ thuật được đề ra. Các vấn đề động học, động lực học các cơ cấu của máy cắt đã được tính toán cụ thể. Đã thiết lập được công thức liên hệ giữa vận tốc cắt của dao cắt và vận tốc quay của động cơ, từ đó làm cơ sở cho việc tính chọn động cơ điện. Các cơ cấu và bộ truyền trên có khả năng hoạt động với độ tin cậy cao. Kết quả nghiên cứu là cơ sở cho các bước thiết kế kỹ thuật và chế tạo tiếp theo.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Vũ Công Hàm (2011). *Nguyên lý máy*. NXB Quân đội nhân dân.
2. Trịnh Chất, Lê Văn Uyển (1999). *Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí, tập 1, 2*. Nhà xuất bản giáo dục.
3. Phạm Đáp, Phạm Thế Trường, Nguyễn Huy Hiền (1991). *Động lực học máy công cụ*. Đại học Bách khoa Hà nội.
4. Trần Văn Địch, Nguyễn Trọng Bình và các tác giả (2003). *Công nghệ chế tạo máy*. Nhà Xuất bản Khoa học và kỹ thuật, .
5. Trần Văn Địch (2002). *Công nghệ CNC*. Nhà xuất bản Khoa học và kỹ thuật.
6. Nguyễn Đắc Lộc, Ninh Đức Tồn, Lê Văn Tiến, Trần Xuân Việt (2000). *Sổ tay Công nghệ chế tạo máy, Tập 1 và 2*. Nhà Xuất bản Khoa học và kỹ thuật.
7. Vũ Hữu Nam, Lưu Văn Bồng, Lại Anh Tuấn và các tác giả (2002). *Công nghệ kim loại, Phần I và*

II. Học Viện Kỹ thuật Quân sự.

8. Hà Văn Vui, Nguyễn Chí Sáng, Phan Đăng Phong (2002). *Sổ tay thiết kế cơ khí, Tập 1, 2 và 3*. Nhà Xuất bản Khoa học và kỹ thuật,
9. Richard Budynas, Keith Nisbett (2010). *Shigley's Mechanical Engineering Design*. McGraw-Hill, . ISBN-13 978-0073529288.
10. D. K. Singh (2021). *Strength of Materials*. Springer, ISBN : 978-3-030-59666-8.
11. Тимофеев Геннадий Алексеевич (2010). *Теория механизмов и машин*. Юрайт-Издат.
12. Артоболевский Иван Иванович (2012). *Теория Механизмов и Машин*. ЁЁ Медиа.

Thông tin của tác giả:**TS. Nguyễn Trung Kiên**

Viện công nghệ, Tổng cục Công nghiệp quốc phòng

Điện thoại: +(84).989584711 - Email: nguyentruongkien.vcn@gmail.com

ThS. Vũ Mạnh Tấn

Viện công nghệ, Tổng cục Công nghiệp quốc phòng

Điện thoại: +(84).986285433- Email: vmanhtan@gmail.com

RESEARCH ON CALCULATION OF CUTTING MACHINE DRIVE SYSTEM**Information about authors:**

Nguyen Trung Kien, Ph.D., Institute of technology, general department of defense industry, email: nguyentruongkien.vcn@gmail.com

Vu Manh tan, Master., Institute of technology, general department of defense industry

ABSTRACT:

This paper presents a study on the principles and design calculations of the drive system for a micro-fiber cutting machine in chemical fiber production, focusing on motor selection, transmission ratio distribution, and technological parameters to ensure stable, reliable, and efficient operation. The research establishes relationships between cutting speed, feed speed, motor speed, and adjustment length, providing a basis for motor selection, machine calibration, and product quality control. The results demonstrate that the designed drive system meets technical requirements with high reliability, contributes to productivity improvement, reduces waste, and serves as a foundation for subsequent design and manufacturing stages.

Keywords: Small fiber cutting machines, Transmission ratio, Technological mode

REFERENCES

1. Vu Cong Ham (2011). *Theory of Machines*. People's Army Publishing House.
2. Trinh Chat, Le Van Uyen (1999). *Calculation and Design of Mechanical Drive Systems, Vol. 1 & 2*. Education Publishing House.
3. Phạm Dap, Phạm Thế Trường, Nguyễn Huy Hiền (1991). *Dynamics of Machine Tools*. Hanoi University of Science and Technology.
4. Prof. D.Sc. Trần Văn Dich, Nguyễn Trọng Bình et al (2003). *Manufacturing Technology*. Science and Technology Publishing House.
5. Trần Văn Dich (2002). *CNC Technology*. Science and Technology Publishing House.
6. Nguyễn Đức Lộc, Ninh Đức Tôn, Lê Văn Tiên, Trần Xuân Việt (2000). *Handbook of Manufacturing Technology, Vol. 1 & 2*. Science and Technology Publishing House.

7. Vu Huu Nam, Luu Van Bong, Lai Anh Tuan et al (2002). *Metal Technology, Part I & II*. Military Technical Academy.
8. Ha Van Vui, Nguyen Chi Sang, Phan Dang Phong (2002). *Handbook of Mechanical Design, Vol. 1, 2 & 3*. Science and Technology Publishing House.
9. Richard Budynas, Keith Nisbett (2010). *Shigley's Mechanical Engineering Design*. McGraw-Hill, ISBN-13: 978-0073529288.
10. D. K. Singh (2021). *Strength of Materials*. Springer, ISBN: 978-3-030-59666-8.
11. Timofeev Gennady Alekseevich (2010). *Theory of Mechanisms and Machines*. Yurayt-Izdat.
12. Artobolevsky Ivan Ivanovich (2012). *Theory of Mechanisms and Machines*. YoYo Media.

Ngày nhận bài: 26/09/2025;

Ngày nhận bài sửa: 10/10/2025;

Ngày chấp nhận đăng: 13/10/2025.