

MỘT SỐ VẤN ĐỀ KHI THIẾT KẾ, CHẾ TẠO MÁY MÀI PHỤC HỒI BỀ MẶT LÀM VIỆC KHUÔN ÉP VIÊN NÉN MÙN CỬA D=750MM ÷ 1000 MM

Lê Quang Duy^{1*}, Phan Văn Nghị¹,
Nguyễn Thái Bình¹, Cao Thanh Long²

¹Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp – ĐH Thái Nguyên

²Đại học Thái Nguyên

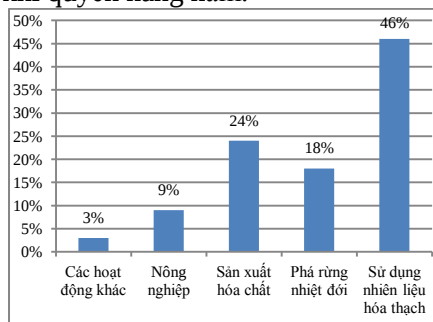
TÓM TẮT

Bài báo trình bày một nghiên cứu thiết kế và chế tạo máy mài phục hồi bề mặt làm việc khuôn ép viên nén mùn cưa có đường kính lỗ từ 750 mm đến 1000 mm. Các vấn đề về cấu trúc động học, thông số các chuyển động và khả năng công nghệ của máy được tính toán, thiết kế trên cơ sở giải mã và cải tiến các máy mài hiện có trên thị trường trong và ngoài nước, phù hợp với trình độ kỹ thuật và công suất mài phục hồi lòng khuôn ép tại các doanh nghiệp sản xuất viên nén mùn cưa xuất khẩu. Các vấn đề ma sát, định vị, kẹp chặt khuôn khi quá trình mài diễn ra được tính toán theo các phương pháp cơ học truyền thống. Bản vẽ kết cấu một số bộ phận chính và toàn máy cũng được trình bày trong nội dung bài báo này.

Từ khóa: Máy mài mặt trong, khuôn ép viên nén mùn cưa, viên nén mùn cưa, mài vô tâm

MỞ ĐẦU

Trong những năm gần đây, Việt Nam và hàng loạt các quốc gia trên thế giới đang phải gánh chịu những hậu quả nghiêm trọng do hiện tượng biến đổi khí hậu do Trái đất nóng lên. Nguyên nhân chủ yếu của hiện tượng này là sự tăng nồng độ khí nhà kính (CO_2 , CH_4 , CFC...) do sử dụng nhiên liệu hóa thạch thải vào khí quyển hàng năm.



Hình 1. Các yếu tố ảnh hưởng đến hiện tượng trái đất nóng lên [1]

Trước thực trạng trên, các nhà khoa học trên thế giới đã khuyến nghị cần phải thay việc sử dụng nhiên liệu hóa thạch (dầu mỏ, than đá) bằng những nguyên liệu rẻ tiền, bền vững, thân thiện với môi trường. Trong đó, viên nén mùn cưa (wood pellets, một dạng biomass) đã và đang được sử dụng ngày càng nhiều tại các nước phát triển trên thế giới.

Nắm bắt được nhu cầu ngày càng lớn của thị trường, tại Việt Nam, nhiều công ty FDI và trong nước đã đầu tư dây chuyền sản xuất hiện đại, chẳng hạn: Công ty CPĐT Minh Phát tại Bình Phước; Công ty TNHH Sản xuất Xuất Nhập khẩu và Thương mại Gia Vũ; Ninh Bình; Công ty TNHH Thanh Lâm, Quảng Ninh; Công ty CPĐT Thương mại và Sản xuất Nam Anh, Hà Nội; Công ty TNHH UJU VINA, Thái Nguyên; Công ty TNHH Biomass Nam Long, TP Hồ Chí Minh; Công Ty TNHH MTV Mai Anh Đồng Tháp, Đồng Tháp.

Để sản xuất viên nén mùn cưa có hai loại vành khuôn được sử dụng: (1) Lỗ ép để tạo ra viên nén (có hình trụ đường kính 8 mm, phần tiếp giáp với quả nén có hình côn) được bố trí trên mặt đầu và (2) lỗ ép viên được bố trí trên mặt trụ khuôn. Trong đó, hầu hết khuôn ép được sử dụng ở dạng (2) vì cho năng suất cao, chất lượng viên ép đồng đều (Hình 2). Tuy nhiên, khuôn có giá thành rất cao và khó chế tạo.



Hình 2. Một số dạng vành khuôn ép kiểu vành

*Tel: 0977 611918, Email: duyquang.ch@gmail.com

Trong quá trình làm việc, vành khuôn phải chịu áp lực nén lên tới 500 MPa, chịu ma sát lớn và nhiệt độ lên đến 500°C - 600°C , điều này gây ra những hư hỏng đặc biệt nghiêm trọng cho vành khuôn, cụ thể là:

- Phần kim loại tại miệng các lỗ khuôn trên vành khuôn bị biến dạng, bịt kín miệng lỗ khuôn.
- Một số vùng kim loại trên lỗ vành khuôn bị lún ép khốc liệt.
- Nứt lỗ khuôn ép trên vành khuôn.
- Bề mặt trong khuôn bị mòn không đều.

Do vậy, để giảm chi phí mua vành khuôn mới (toàn bộ được nhập khẩu do trong nước chưa sản xuất được), hạ giá thành sản phẩm, tăng hiệu quả sử dụng của vành khuôn, chủ động vành khuôn dự phòng thay thế và phục hồi các thông số kỹ thuật lỗ khuôn, việc mài lại bề mặt trong của vành khuôn là việc làm bắt buộc và theo chu kỳ.

Do đó, vấn đề nghiên cứu thiết kế và chế tạo 01 mẫu máy mài phục hồi lòng khuôn ép viên nén chuyên dùng là một việc làm cần thiết và mang tính cấp bách nhằm đáp ứng nhu cầu của các cơ sở sản xuất viên nén mìn của xuất khẩu trên phạm vi cả nước.

Các chỉ tiêu về thiết kế máy của nhóm nghiên cứu đặt ra như sau:

- + Kết cấu đơn giản, đảm bảo năng suất và chất lượng bề mặt sau mài phục hồi.
- + Chi phí ban đầu thấp.
- + Dễ vận hành, sử dụng.
- + Tiết kiệm điện năng tiêu thụ.

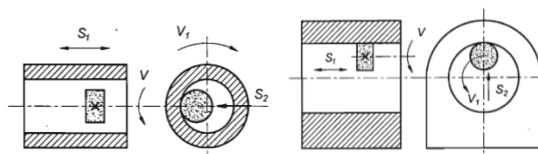
THIẾT KẾ MÁY MÀI.

Chọn mô hình nguyên lý làm việc máy mài mặt trụ trong

Nguyên lý làm việc của các máy mài lỗ:
Theo [2] máy mài lỗ được chia làm hai dạng chính tùy thuộc vào vị trí của trục chính: máy mài trục ngang và máy trục đứng.

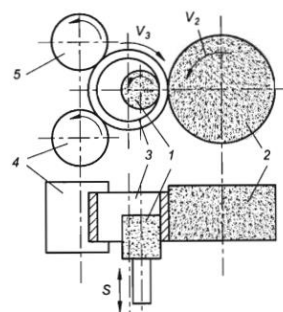
Chuyển động tạo hình trên máy mài tròn trong gồm: Chuyển động cắt chính do đầu đá thực hiện; chuyển động chạy dao vòng, có thể do chi tiết mài hoặc do đầu đá thực hiện;

chuyển động chạy dao dọc và chạy dao hướng kính, thường do đầu đá thực hiện. Hình 3 minh họa các chuyển động của kiểu mài tròn trong có tâm:



Hình 3. Sơ đồ các chuyển động của máy khi mài tròn trong có tâm.

Hình 4 minh họa chuyển động trong mài tròn vô tâm:



Hình 4. Sơ đồ mài tròn trong vô tâm

- 1) đá mài 2) đá dẫn 3) phôi 4) con lăn 5) con lăn

Hiện nay một số kiểu máy được sử dụng để mài vành khuôn cỡ lớn trong và ngoài nước:

+ Máy tiện đứng OM2800. Đường kính lỗ gia công lớn nhất 1600 mm, chiều dài lỗ 600 mm.



Hình 5. Máy tiện đứng OM2800

+ Máy mài trục đứng CNC Die Grinder Model 1700 đường kính lỗ gia công lớn nhất 1200 mm, chiều dài lỗ 700 mm.



Hình 6. Máy mài đứng 1700

Các loại máy tiện đứng và máy mài CNC nêu trên có thể gia công được các chi tiết có kích thước lớn, độ cứng vững cao nhưng đòi hỏi chi phí đầu tư lớn chỉ phù hợp với dạng sản xuất loạt lớn, hàng khối.

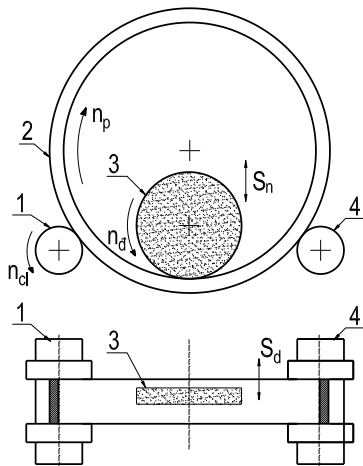
Để đảm bảo vành khuôn có thể tái sử dụng, sau một thời gian làm việc nhất định, bề mặt trong của vành với đường kính từ 750 mm ÷ 1000 mm cần được mài phục hồi đảm bảo các yêu cầu kỹ thuật sau đây:

- Vành khuôn sau khi mài phục hồi phải đạt độ bóng Ra < 1.6 μm.

- Đảm bảo dung sai độ đồng tâm giữa mặt trụ ngoài và mặt trụ trong không vượt quá 0.05mm.

- Bề mặt sau khi mài không bị cháy, thoát các-bon.

***Lựa chọn mô hình máy mài:** Nhằm đáp ứng các yêu cầu công nghệ, kỹ thuật, tính kinh tế nhóm tác giả đề xuất mô hình máy mài lỗ kiểu mài vô tâm nằm ngang có nguyên lý như trong Hình 7. Chi tiết gia công (2) được định vị trên hai con lăn (1) và (4). Chi tiết được kẹp chặt bởi trọng lực và lực cắt theo phương hướng kính. Thông số của máy được xác định dựa trên mô hình vành khuôn trong Hình 2.



Hình 7. Sơ đồ mài vành lỗ

1) Con lăn chủ động 2) Phôi 3) Đá mài 4) Con lăn bị động

Thiết kế máy mài phục hồi lỗ khuôn ép viên nén mùn cưa

Theo Hình 7 các chuyển động của máy như sau:

+ Chuyển động chính là chuyển động quay của đá n_d ;

+ Chuyển động chạy dao vòng là chuyển động quay của phôi n_p ;

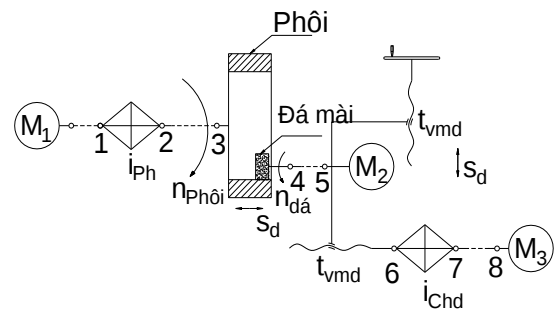
+ Chuyển động quay con lăn chủ động (1) cấp chuyển động cho phôi n_{cl} thông qua lực ma sát giữa (1) và (2)

+ Chuyển động tịnh tiến khứ hồi S_d ;

+ Chuyển động động ăn dao ngang S_n .

***Sơ đồ cấu trúc động học máy:** (Xem hình 8)

***Các thông số động học máy:** Chuyển động cắt chính được động cơ điện M_2 được lắp trực tiếp với đá mài qua trục trung gian, cung cấp.



Hình 8. Sơ đồ cấu trúc động học

Chuyển động chạy dao dọc được động cơ liên hợp giảm tốc M_3 qua khâu điều chỉnh $i_{Chđ}$, qua vít me tới giá lắp đầu đá, với lượng di động tính toán:

$$t_d = n_{dc} \cdot i_{Chđ} \cdot t_{vm} \quad (1)$$

Truyền động chạy dao vòng bao gồm động cơ M_1 , qua khâu điều chỉnh i_{ph} tới phôi (vành khuôn), có lượng di động tính toán:

$$n_p = n_{dc} \cdot i_{ph} \quad (2)$$

Chuyển động ăn dao ngang S_n được thực hiện bằng tay.

Xác định chế độ công nghệ máy

Chế độ công nghệ được xác định từ sổ tay [3] và được trình bày trong Bảng 1:

Bảng 1. Chế độ công nghệ máy mài

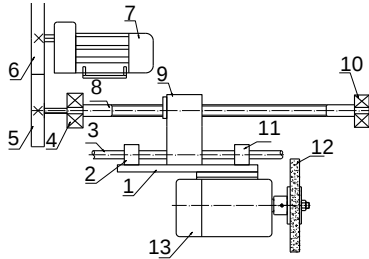
TT	$V_{đá}$ (m/s)	$V_{phôi}$ (m/ph)	t ,(mm)	S , (mm/ph)	Ghi chú
1	30-50	15-40	0,002-0,015	60-88	
2	35	15	0,002	86	

Bảng thực nghiệm, chọn chế độ 2.

THIẾT KẾ CÁC BỘ PHẬN CHÍNH

Bộ truyền chạy dao dọc khứ hồi

Lượng chạy dao lớn nhất và nhỏ nhất được xác định như sau:



Hình 9. Sơ đồ kết cấu chạy dao dọc

1) Bàn máy 2) Con trượt 3) Ray trượt 4) Gối bi
5) Bánh răng 1 6) Bánh răng 2 7) Động cơ liên
hợp giảm tốc 8) Vít me 9) Đai ốc 10) Gối bi 11)
Con trượt 12) Đá mài 13) Động cơ.

Theo [3] chọn lượng chạy dao giới hạn:
 $S_{min} = 80 \text{ mm/ph}$ và $S_{max} = 400 \text{ mm/ph}$

Kết cấu cơ cấu chạy dao dọc trình bày trong hình 9. Do lực dọc trục khi mài rất nhỏ [4], nên lực để tính toán vít me bi F_a là lực ma sát sinh ra giữa con trượt và ray:

$$F_{ms}^{td} = f \cdot N_{td} \quad (3)$$

$$N_{td} = M_{td} \cdot g \quad (4)$$

Trong đó F_{ms}^{td} là lực ma sát giữa con trượt bi và ray.

f : hệ số ma sát [5] ($f=0,1$).

N_{td} phản lực pháp tuyến tương đương do ray trượt tác dụng lên con trượt bi.

M_{td} khối lượng tương đương quy đổi của các chi tiết, $M_{td} = 50 \text{ kg}$

g gia tốc trọng trường, $g = 10 \text{ m/s}^2$

$$F_{ms}^{td} = f \cdot N_{td} = 0,1 \cdot 500 = 50 \text{ N} \quad (5)$$

Tính chọn vít me bi:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4,13 \cdot F_a}{\pi \cdot [\sigma_K]}} \quad (6)$$

Trong đó F_a - lực dọc trục (N)

d_1 - đường kính trong của ren vít (mm).

$$[\sigma_K] = [\sigma_n] = \frac{\sigma_{ch}}{3} \text{ với vật liệu vít me là thép}$$

$$\text{C45, } [\sigma_K] = \frac{120}{3} = 40 \text{ MPa} \quad (7)$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4,13 \cdot 50}{\pi \cdot 40}} = 1,4 \text{ mm} \quad (8)$$

Để đảm bảo điều kiện ổn định theo [6] chọn thông số vít me: $d_1 = 20 \text{ mm}$, $d_2 = 25 \text{ mm}$, $d = 23 \text{ mm}$, $t_{vm} = 10 \text{ mm}$.

Tính toán lựa chọn động cơ chạy dao dọc:

$$\text{Mômen trên ren: } T_r = F_a \cdot \frac{d}{2} \cdot \tan(\gamma + \rho') \quad (9)$$

Trong đó d là đường kính trung bình của ren, γ góc nâng ren, $\gamma = \tan^{-1}(t / \pi d) = 7,8^\circ$, ρ' góc ma sát quy đổi $\tan \rho' = 0,1 \Rightarrow \rho' = 5,7^\circ$

$$T_r = 50 \cdot \frac{23}{2} \cdot \tan(7,8 + 5,7) = 138,05 \text{ N.mm} \quad (10)$$

Công suất lớn nhất của động cơ:

$$P_1 = T_r \cdot \omega_{dc1} = \frac{0,138 \cdot 2,3 \cdot 14,1450}{60 \cdot 1000} = 0,2 \text{ kW} \quad (11)$$

Như vậy, để đảm bảo lượng chạy dao lớn nhất và nhỏ nhất cũng như công suất yêu cầu, sử dụng động cơ liên hợp giảm tốc công suất 0,4 kW, tốc độ vòng quay 1450 vg/ph, tỉ số truyền 1/43 kết hợp với bộ điều khiển vô cấp bằng biến tần.

Thiết kế trục mang đá

Lựa chọn đá mài:

Vật liệu làm vành khuôn ép thường sử dụng thép hợp kim 4Cr13 và có độ cứng HRC > 50 do vậy theo [4] chọn loại đá mài có thông số như sau: Ctr60MV2G -V1- 250.25.32.

Lựa chọn công suất và tốc độ động cơ quay đá:

Công suất hữu ích khi mài theo [3]:

$$N = C_N \cdot V_{ph}^x \cdot t^y \cdot S^q \cdot d^q \text{ (kW)} \quad (12)$$

Trong đó C_N là hệ số phụ thuộc vật liệu gia công.

V_{ph} - vận tốc của phôi, m/ph.

t - chiều sâu cắt, mm.

S - lượng chạy dao, mm/vg.

d - đường kính phôi, mm.

Theo [3] ta chọn được các hệ số: $C_N = 0,36$
 $\tau = 0,35$; $x = y = 0,4$; $q = 0,3$.

$$N = 0,36 \cdot 15^{0,35} \cdot 0,02^{0,4} \cdot 13,13^{0,3} \cdot 850^{0,3} = 1,27 \text{ kW} \quad (13)$$

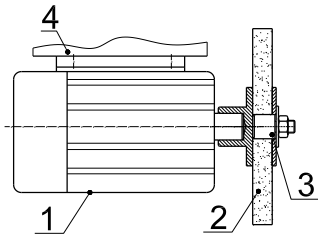
Với $V_{da} = 35 \text{ m/s}$ tốc độ động cơ tính toán:

$$n_{dc} = \frac{60 \cdot V_{da} \cdot 1000}{\pi d_{da}} = \frac{60 \cdot 35 \cdot 1000}{3,14 \cdot 250} = 2675,2 \text{ vg/ph} \quad (14)$$

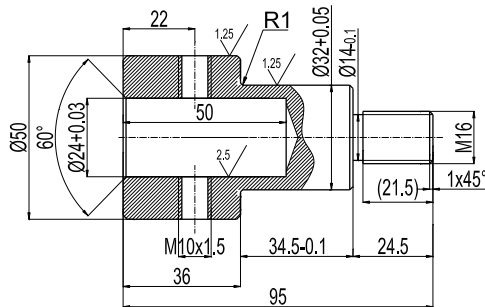
Như vậy, chọn động cơ không đồng bộ 3 pha dây quấn có công suất 1,5 kW, $n_{dc}=2840$ vg/ph.

Thiết kế trục lắp đá mài:

Với tốc độ và công suất của động cơ đã chọn ở trên không cần phải sử dụng các bộ phận điều chỉnh tốc độ, tăng công suất cắt, do vậy nhóm tác giả lựa chọn kết cấu lắp đá mài thẳng với trục động cơ qua trục trung gian.



Hình 10. Kết cấu lắp đá mài với động cơ qua trục trung gian: 1) động cơ 2) đá mài 3) trục lắp đá 4) giá trượt



Hình 11. Kết cấu trục lắp đá

Kiểm nghiệm trục lắp đá:

Lực cắt khi mài: theo [4]

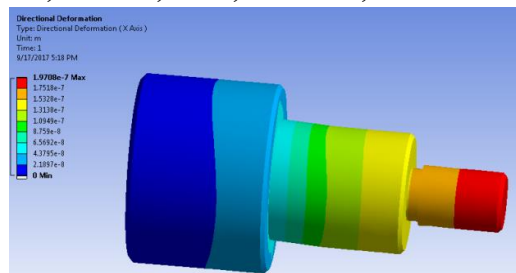
$$P_z = C_p \cdot V_{ph}^{0,7} \cdot S^{0,7} \cdot t^{0,6} \quad (15)$$

Trong đó: P_z lực cắt theo phương hướng kính, C_p hệ số phụ thuộc vật liệu.

$C_p = 26,1$ với vật liệu là thép. Do đó:

$$P_z = C_p \cdot V_{ph}^{0,7} \cdot S^{0,7} \cdot t^{0,6} \quad (16)$$

$$= 26,1 \cdot 15^{0,7} \cdot 13,13^{0,7} \cdot 0,002^{0,6} = 25,31 \text{ N}$$



Hình 12. Kết quả phân tích chuyển vị của trục

Như vậy chuyển vị max bằng $1,97 \times 10^{-7}$ m cho thấy trục hoàn toàn đảm bảo đủ độ cứng.

Thiết kế truyền động quay vành khuôn khi mài phục hồi

Như trên Hình 8, vành khuôn được định vị trên hai con lăn có đường kính 100mm. Chuyển động quay từ động cơ được truyền qua hộp giảm tốc, qua con lăn chủ động tới vành khuôn.

Công thức điều chỉnh tốc độ của vành khuôn:

$$n_p = n_{dc} \cdot i_{ph} \quad (17)$$

Với tốc độ vành khuôn đã chọn [4]:

$$V_{ph} = 15 \text{ m/ph} \quad (18)$$

$$n_{ph} = \frac{V_{ph} \cdot 30}{\pi \cdot D_{ph}} \quad (19)$$

Trong đó: $D_{ph} = 850 \text{ mm}$

$$n_{ph} = \frac{V_{ph}}{\pi \cdot D_{ph}} = \frac{15}{3,14 \cdot 0,85} = 5,62 \quad (20)$$

Chọn động cơ không đồng bộ có số vòng quay $n_{dc} = 1450 \text{ vg/ph}$ nên i_{ph} :

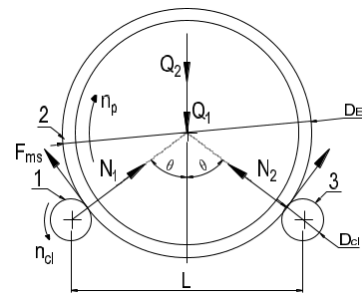
$$i_{ph} = \frac{n_{ph}}{n_{dc}} = \frac{5,62}{1450} = 0,0039 \quad (21)$$

Với $i_{ph} = i_{gt} \cdot i_{cl}$; $i_{cl} = \frac{100}{1090} = 0,092$ nên:

$$i_{gt} = \frac{i_{ph}}{i_{cl}} = \frac{0,0039}{0,092} = 0,042 \quad (22)$$

Chọn hộp giảm tốc tiêu chuẩn $i_{gt} = 0,05$.

Tính toán công suất động cơ quay phôi:



Hình 13. Sơ đồ phân tích lực

1) Con lăn chủ động 2) Vành khuôn 3) Con lăn bị động

Theo [7] góc $\theta = 30^\circ \div 35^\circ$, nếu góc này lớn sẽ làm tăng lực tác dụng lên các con lăn theo phương ngang ảnh hưởng đến độ bền con lăn và ổ bi đỡ, nếu góc này quá nhỏ sẽ ảnh hưởng đến độ cứng vững của vành khuôn khi định vị trên các con lăn, chọn góc $\theta = 30^\circ$.

Lực pháp tuyến N_1 khi hệ ở trạng thái tĩnh:

$$N_1 = \frac{Q_1}{2 \cdot \cos \theta} \quad (23)$$

trong đó Q_1 là trọng lượng của vành khuôn.

Tính lực ma sát dẫn động vành khuôn:

$$F_{ms} = f \cdot N_1 \quad (24)$$

f hệ số ma sát theo [6] lấy $f = 0,25$

$$F_{ms} = f \cdot \frac{Q_1}{2 \cdot \cos \theta} = \frac{0,25 \cdot 700 \cdot 10}{\sqrt{3}} = 1010,36 \text{ N} \quad (25)$$

Công suất tính toán:

$$P = M \cdot \omega_{cl} \quad (26)$$

$$M = F_{ms} \cdot \frac{d_{cl}}{2} \quad (27);$$

$$\omega_{cl} = \frac{2\pi \cdot n_{cl}}{60} \quad (28)$$

$$M = F_{ms} \cdot \frac{d_{cl}}{2} \cdot \frac{2\pi \cdot n_{cl}}{60} \quad (29)$$

$$n_{cl} = n_{ph} \cdot \frac{1090}{100} = 5,62 \cdot \frac{1090}{100} = 61,26 \text{ vg/ph} \quad (30)$$

$$P = 1010,36 \cdot \frac{0,1}{2} \cdot \frac{3,14 \cdot 2 \cdot 61,26}{60 \cdot 1000} = 0,32 \text{ kW} \quad (31)$$

Công suất yêu cầu của động cơ:

$$P_{yc} = \frac{P}{\eta} = \frac{0,23}{0,82} = 0,4 \text{ kW} \quad (32)$$

η - Hiệu suất của bộ truyền, $\eta = 0,82$ [9]

Nhằm tiết kiệm không gian, đơn giản hóa kết cấu, nhóm tác giả chọn động cơ liên giảm tốc có số vòng quay 1450 vg/ph, công suất 0,75 kW, tỉ số truyền 1/20.

KHẢO NGHIỆM MÁY

Nhóm nghiên cứu đã thực hiện mài khảo nghiệm trực tiếp 02 vành khuôn cho Công ty UJU VINA Thái Nguyên. Kết quả: Vành khuôn sau mài phục hồi đảm bảo các yêu cầu kỹ thuật của bên đặt hàng và đã được bên mua thanh toán.

KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Kết quả

+ Đã thiết kế và chế tạo thành công 01 máy mài phục hồi vành khuôn ép viên nén, đáp ứng yêu cầu khách hàng;

+ Thời gian mài được rút ngắn từ 4h00 xuống 02 giờ khi so với mài trên máy OM2800.

+ Giá thành mài lại giảm 75% khi so với mài trên máy OM2800.

Thảo luận

+ Để nâng cao chất lượng bề mặt sau mài cần có nghiên cứu để đưa công nghệ “Bôi trơn tối thiểu” vào vùng tiếp xúc giữa đá và vành khuôn;

+ Cần triển khai quá trình cân bằng động đá mài để tăng cấp độ nhám bề mặt;

+ Tiếp tục nghiên cứu cơ cấu chạy dao đứng tự động để tăng năng suất và giảm sức lao động của công nhân.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. http://ccco.danang.gov.vn/98_134_990
Nguyen_nhan_gay_hien_tuong_bien_doi_khi_hau.
Truy cập ngày 16/9/2017.
2. PGS. TS Phạm Văn Hùng, PGS.TS. Nguyễn Phương (2007), *Cơ sở máy công cụ*, Nxb Khoa học và kỹ thuật.
3. PGS. TS Nguyễn Đắc Lộc và cộng sự (2007), *Sổ tay công nghệ chế tạo máy - Tập 1, 2, 3*, Nxb Khoa học và kỹ thuật.
4. Trần Sỹ Túy, Nguyễn Duy, Trịnh Văn Tự (1977), *Nguyên lý cắt kim loại*, Nxb Đại học và trung học chuyên nghiệp.
5. Nguyễn Trọng Hiệp (2006), *Chi tiết máy - Tập 1*, Nxb Giáo dục.
6. Nguyễn Trọng Hiệp (2006), *Chi tiết máy - Tập 2*, Nxb Giáo dục.
7. Hồ Lê Viên (2012), *Cơ sở tính toán thiết kế máy và thiết bị thực phẩm*, Nxb Bách Khoa Hà Nội.
8. Trịnh Chắt, Lê Văn Uyển (2006), *Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí - Tập 1*, Nxb Giáo dục.
9. Trịnh Chắt, Lê Văn Uyển (2006), *Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí - Tập 2*, Nxb Giáo dục.
10. TS. Nguyễn Hữu Lộc (2006), *Cơ sở thiết kế máy*, Nxb Đại học quốc gia TP HCM,
11. PGS.Ninh Đức Tồn (2006), *Dung sai lắp ghép và kỹ thuật đo lường*, Nxb Giáo dục.
12. PGS.TS Hà Văn Vui, TS Nguyễn Chi Sáng (2004), *Sổ tay thiết kế cơ khí - Tập 1, 2, 3* Nxb Khoa học và kỹ thuật.

ABSTRACT

**DESIGN AND MANUFACTURE OF A RE - GRINDING MACHINE
FOR WORKING SURFACE HOLES
OF RING DIES WITH DIAMETOR OF 750mm ÷ 1000mm**

**Le Quang Duy^{1*}, Phan Van Nghi¹,
Nguyen Thai Binh¹, Cao Thanh Long²**

¹University of Technology - TNU

²Thai Nguyen University

This article presents a study for designing and manufacturing of re-grinding machines for sawdust pellet presses with hole diameters of 750 mm to 1000 mm. The problems of kinetic structure, parameters of motion and technological ability of the machine are calculated, designed on the basis of decoding and improving existing grinding machines in domestic and foreign markets those fit with the technical level and re-grinding capacity of these molds in the producing pellet enterprises for export. The problems of friction, positioning, clamping of the molds when grinding process takes place are calculated according to traditional mechanical methods. The drawing of the structure of some main parts and the whole machine is also presented in the content of this article.

Key words: *Internal grinding machine, sawdust ring dies, sawdust pellets, centerless grinders*

Ngày nhận bài: 01/11/2017; Ngày phản biện: 5/12/2017; Ngày duyệt đăng: 05/01/2018

* Tel: 0977 611918, Email: duylequang.ch@gmail.com