

Ứng dụng phần mềm Inventer phân tích, thiết kế khung máy ép thủy lực 4 trụ, lực ép 80 Tấn

Nguyễn Sơn Tùng^{1,*}, Ngô Quang Tú², Nguyễn Thanh Tuấn

¹ Khoa Cơ - Điện, Trường Đại học Mở - Địa chất, Việt Nam, E-mail: nguyensontung@humg.edu.vn

² Khoa Cơ khí, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội, Việt Nam, E-mail: tung@hau.edu.vn;

³ Khoa Dầu khí và Năng lượng, Trường Đại học Mở - Địa chất, Việt Nam, Email: nguyenthanhtuan@humg.edu.vn.

THÔNG TIN BÀI BÁO

TÓM TẮT

Quá trình:
Nhận bài
Chấp nhận
Đăng online

Từ khóa: Autodesk
Inventor, Phương pháp
phần tử hữu hạn, FEM,
Máy ép thủy lực, Thiết kế
máy

Máy ép thủy lực là một loại máy công cụ có ứng dụng rất rộng rãi trong công nghiệp. Máy làm việc theo nguyên lý truyền động thủy lực thể tích, dưới tác động của áp suất bên trong khoang làm việc, xy lanh thủy lực sinh ra lực nén ép tác dụng lên khuôn. Dưới tác dụng của lực ép, phôi kim loại được tạo hình theo kích thước và hình dạng mong muốn. Độ cứng vững của khung máy ép, xy lanh và liên kết giữa xy lanh và khung máy là yếu tố quan trọng nhất quyết định độ chính xác của máy và tuổi thọ làm việc của máy. Theo các nghiên cứu cho thấy kết cấu khung máy dạng hộp được lắp ghép theo phương pháp hàn có khả năng cứng vững cao, tiết kiệm vật liệu so với các phương án khác. Tuy nhiên, việc tính toán, thiết kế kết cấu hàn rất phức tạp. Nhiều bài toán trở nên quá phức tạp hoặc không thể giải được khi áp dụng lý thuyết sức bền vật liệu truyền thống. Phương pháp phần tử hữu hạn và công cụ máy tính là một giải pháp được đánh giá rất hiệu quả trong việc kiểm tra khả năng tải của khung máy, tối ưu hoá kết cấu khung máy nhằm giảm trọng lượng máy, tiết kiệm kim loại và giảm chi phí gia công chế tạo máy. Hiện nay, có nhiều phần mềm hỗ trợ thiết kế, khảo sát biến dạng chuyển vị của kết cấu siêu tĩnh như SAP, ANSYS, ABAQUAS, Autodesk Inventor, Solidwork ... Trong đó, Autodesk Inventor là một phần mềm cung cấp các công cụ hỗ trợ mạnh mẽ và đồng bộ trong việc phân tích, khảo sát, mô phỏng kết cấu. Bài báo này trình bày quá trình nghiên cứu, tính toán thiết kế máy ép thủy lực 4 trụ, lực ép 80 Tấn. Kết cấu khung máy được tính toán sơ bộ bằng lý thuyết sức bền vật liệu sau đó sử dụng phần mềm Inventor để phân tích, kiểm tra kết cấu khung máy nhằm đảm bảo khả năng làm việc và tiết kiệm chi phí gia công, chế tạo.

© 2023 Trường Đại học Mở - Địa chất. Tất cả các quyền được bảo đảm.

1. Mở đầu

Máy ép thủy lực là một máy công cụ được ứng dụng rộng rãi trong gia công biến dạng kim loại, nén ép phế liệu, vật liệu phi kim, kim loại màu hoặc phục vụ lắp ráp sửa chữa cơ khí. Với ứng dụng gia công biến dạng, tạo hình kim loại máy ép thủy lực còn mang các tên gọi như máy dập vuốt, máy ép song động, máy rèn thủy lực, máy chặt thủy lực, máy cắt thủy lực, máy đột lỗ thủy lực ... (Santoshkumar và nnk, 2014), (Asim và nnk, 2016), (Karishna et nnk, 2018), và (Ganesh

nnk, 2018). Một số sản phẩm dạng tấm như vỏ ô tô, máy bay, tấm ốp xe máy, chi tiết dạng vỏ hộp được gia công chế tạo bởi máy ép cho năng suất cao, tiết kiệm kim loại, gần như không phải thêm bước gia công nào sau dập (Mohamad, 1992). Nguyên lý làm việc cơ bản của máy ép thủy lực là nhờ lực nén ép do xy lanh thủy lực tạo ra. Dưới tác dụng của lực nén ép, thông qua khuôn ép hoặc dao cắt mà kim loại bị biến dạng trở thành hình dạng, kích thước như mong muốn. Xy lanh thủy lực được đỡ trên khung máy, thông thường là tại dầm ngang trên, trong một vài trường hợp

xy lanh được đặt ở dầm ngang dưới như xy lanh đỡ chặn của máy ép song động, xy lanh ép chính của máy ép ngược. Phần lớn các máy ép làm việc có tính chu kỳ, lực tác động xuất hiện đột ngột (như máy chặt, máy đột) hoặc lực ép tăng vọt đột ngột rồi kéo dài trong một khoảng thời gian ngắn (máy dập vuốt, máy cắt). Khi máy ép làm việc, bên trong các bộ phận của khung máy ép xuất hiện ứng suất kéo hoặc ứng suất nén và uốn (Karishna và nnk, 2018), và (Ganesh và nnk, 2018).

Các dạng kết cấu phổ biến của khung máy ép thủy lực bao gồm: khung máy ép dạng bốn trụ, khung máy ép dạng chữ H, dạng chữ C hoặc kết cấu khung giàn hình hộp.

Quy trình vòng lặp thiết kế máy ép thủy lực bắt đầu từ việc xác định yêu cầu chức năng của máy và thông số kích thước của khuôn hoặc chi tiết gia công để lựa chọn dạng kết cấu khung máy. Đồng thời, xác định các kích thước hình học cơ bản của máy bao gồm kích thước tấm lót khuôn, kích thước chiều rộng, chiều dài bàn máy và chiều cao làm việc của máy. Bên cạnh đó, kích thước khung máy còn phụ thuộc vào phương pháp dẫn hướng dầm ngang di động của máy. Tiếp đó là giai đoạn tính toán bền. Sử dụng các công thức tính toán phù hợp để xác định các thông hình học (bề dày, chiều cao, đường kính) của dầm đỡ xy lanh, gân tăng cứng, dầm ngang di động, dầm ngang dưới (bàn máy), cột đỡ, vách hông, bu lông liên kết ... (Santoshkumar và nnk, 2014). Sau đó, dựa trên kết quả tính toán lý thuyết, các thông số hình học để xây dựng mô hình 3D. Mô hình 3D được sử dụng để mô phỏng khảo sát ứng suất, chuyển vị của khung máy. Trên cơ sở kết quả khảo sát sẽ điều chỉnh thông số của một số bộ phận hoặc một vài vị trí. Ở vòng lặp tiếp theo, tiếp tục kiểm tra ứng suất và chuyển vị của kết cấu để đưa ra kết luận phù hợp.

Độ cứng vững của khung máy ép, xy lanh thủy lực và liên kết giữa xy lanh thủy lực (xy lanh ép chính) với khung máy là yếu tố quyết định tới khả năng làm việc chính xác của máy ép, tuổi thọ làm việc của máy. Các nghiên cứu đã chỉ ra rằng kết cấu hàn, kết cấu hộp có độ cứng vững cao nhất và tiết kiệm vật liệu, giảm trọng lượng máy. Tuy nhiên, kết cấu hàn thường phức tạp, không thể tính toán kết cấu bằng lý thuyết sức bền vật liệu thuần túy. Để đơn giản hóa khung máy sẽ được tính toán sơ bộ bằng lý thuyết với các giả

thiết nhằm đơn giản hóa kết cấu. Sau đó, sử dụng phương pháp phân tích phần tử hữu hạn với sự trợ giúp của máy tính để kiểm tra ứng suất, biến dạng, chuyển vị và hệ số an toàn của kết quả tính toán lý thuyết. Từ đó, đưa ra sự điều chỉnh kết cấu sao cho tiết kiệm vật liệu, giảm trọng lượng máy mà vẫn giữ được hệ số an toàn $n = 2 \div 3$ (Asim và nnk, 2016). Trong nghiên cứu của Santoshkumar và các cộng sự nhằm tối ưu kết cấu khung máy của một máy ép thủy lực khung dạng chữ H, lực ép 5 Tấn. Kết quả kiểm tra mô phỏng cho thấy hệ số an toàn thực tế của phương pháp tính toán lý thuyết là 4,88. Do vậy, nhóm nghiên cứu đã đề xuất giảm bề dày của thành vách từ 40mm xuống còn 12 mm, giảm bề dày của dầm ngang trên từ 45 mm xuống 15 mm. Từ đó giảm khối lượng khung máy từ 143 kg xuống còn 61 kg trong khi vẫn đảm bảo hệ số an toàn $n = 2,82$. Luận văn của tác giả Mohamd (Mohamad, 1992) đã chỉ ra rằng phương pháp phần tử hữu hạn được nghiên cứu phát triển từ những năm 1950, tới cuối thế kỷ XX phương pháp này đã có những bước phát triển vượt bậc, trên thế giới có tới hơn 40 phần mềm hỗ trợ phân tích thiết kế theo phương pháp phần tử hữu hạn - Finite Element Method (FEM). Phương pháp này đã được nhiều nhà khoa học vận dụng nghiên cứu mô phỏng và so sánh với kết quả thực nghiệm cho độ tin cậy cao. Phương pháp chia phần tử hữu hạn (chia lưới) hình hộp chữ nhật, khối tứ diện và việc xác định các điều kiện biên là yếu tố cơ bản nhất quyết định sự thành công của phép phân tích, mô phỏng kết cấu. Các phần mềm phổ biến hiện nay như SAP, ANSYS, Creo, ABAQUAS, Autodesk Inventor, Solidwork ... (Ganesh và nnk, 2018) và (Mohamad, 1992).

Trong nghiên cứu này chúng tôi sử dụng công cụ Inventor trong việc xây dựng mô hình và mô phỏng kết cấu khung máy ép thủy lực 4 trụ, lực ép 80 Tấn được sử dụng để ép tạo vân hoa văn trên bề mặt bạc và đồng chế tác đồ mỹ nghệ.

2. Thông số yêu cầu cơ bản và tính toán xác định kích thước khung máy theo phương pháp lý thuyết sức bền vật liệu

Máy ép thủy lực 4 trụ, lực ép 80 Tấn dùng để ép tạo vân hoa văn trên bạc, đồng chế tác đồ mỹ nghệ với yêu cầu cơ bản như sau:

- Lực ép lớn nhất: 80 Tấn;
- Khuôn ép: rộng 400 mm, dài 600 mm;

- Chiều cao lòng máy: 600 mm;
- Chuyển vị dầm ngang dưới 1 mm/m;
- Xy lanh ép từ trên xuống, dạng xy lanh mặt bích.

Với yêu cầu cơ bản như trên lựa chọn kết cấu khung máy 4 trụ để đảm bảo lực ép đúng tâm là phương pháp hợp lý và tiết kiệm kim loại nhất. Bôi phôi và sản phẩm ép có kích thước nhỏ, gọn, phôi dạng miếng hoặc thanh. Việc đưa phôi vào khuôn và lấy sản phẩm ép ra dễ dàng, thuận lợi. Dầm ngang di động được dẫn hướng bởi 4 trụ, đảm bảo chuyển động và ăn khớp hai nửa khuôn chính xác, phôi được tạo hình chính xác, hoa văn sắc nét. Nửa khuôn dưới được cố định trên bàn máy nhờ cóc kẹp khuôn, cóc được kẹp chặt bởi vít lắp vào ren của tấm đệm, tấm đệm khuôn được kẹp chặt vào bàn máy nhờ 4 vít ở 4 góc. Nửa trên của khuôn được treo trên dầm ngang di động. Xy lanh được gá treo trên dầm ngang trên của khung máy. Kích thước cơ bản của khung máy như sau:

- Khoảng cách tâm ngang của các trụ dẫn hướng: 670 mm;
- Khoảng cách tâm dọc của các trụ dẫn hướng: 470 mm;

Tính toán xác định đường kính trụ dẫn hướng

Trụ dẫn hướng được chế tạo từ thép C45 hoặc tương đương, phôi thép tròn, cán nóng, đường kính dưới 100 mm, có giới hạn bền kéo và giới hạn chảy theo TCVN 1766-75:

- Giới hạn bền kéo: 630 ÷ 780 MPa;
- Giới hạn chảy: 360 ÷ 410 MPa;
- Độ giãn dài tương đối: > 16%.

Giả thiết rằng kết cấu khung máy đủ cứng vững, chuyển vị của dầm ngang nhỏ hơn 1 mm/m, lực ép đúng tâm thì lực kéo được chia đều cho 4 cột trụ đặt đối xứng với 4 góc khung máy. Bốn trụ liên kết với dầm ngang trên và dầm ngang dưới bằng mỗi ghép bu lông, đai ốc được siết chặt sơ bộ và được hàn dính vào dầm ngang để chống tự rơi lỏng dưới tác dụng của tải trọng đột ngột của máy ép. Bỏ qua lực siết chặt ban đầu. Giả thiết mô men xoắn do lực hãm bu lông ban đầu nhỏ, có thể bỏ qua.

Tải trọng kéo lớn nhất tác dụng lên mỗi cột trụ:

$$P = \frac{F}{4} = \frac{80 \cdot 10}{4} = 200kN \quad (1)$$

Đường kính của cột trụ (Nguyễn Trọng Hiệp, 2006):

$$d \geq \sqrt{\frac{n \cdot 4 \cdot P}{\pi \cdot [\sigma_k]}} \quad (2)$$

Trong đó: d – đường kính tiết diện nhỏ nhất của trụ máy, m; n – hệ số an toàn; P – tải trọng tác dụng lên một trụ máy, N; ứng suất kéo cho phép của vật liệu chế tạo bu lông, N/m².

- Chọn hệ số an toàn: n = 2,5;
 - Chọn giới hạn kéo cho phép $[\sigma_k] = 360$ MPa
- Thay vào (2) thu được:

$$d \geq \sqrt{\frac{n \cdot 4 \cdot P}{\pi \cdot [\sigma_k]}} = \sqrt{\frac{2,5 \cdot 4 \cdot 200 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 360 \cdot 10^6}} = 0,059mm$$

Chọn d = 60 mm. Căn cứ theo phôi trụ tròn, mạ phủ crom, đánh bóng tiêu chuẩn chọn phôi trụ d₀ = 70 mm, tiện hạ bậc 2 đầu, tiện ren M60×3.

Tính toán kết cấu bàn máy

Nhằm tiết kiệm vật liệu, bàn máy chỉ đỡ và định vị tấm lót khuôn nên chọn kết cấu hàn, bàn máy dạng hộp có vách tăng cứng. Mặt bàn và vách tăng cứng được gia công từ phôi thép tấm cán nguội Q345 theo tiêu chuẩn GB (Trung Quốc):

- Giới hạn bền kéo: 470 ÷ 630 MPa;
- Giới hạn chảy: 345 Mpa;
- Độ giãn dài tương đối: 21%
- Bề dày: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 40 ...

Xác định bề dày tấm mặt bàn máy theo điều kiện bền cắt tại vị trí mối ghép bu lông – đai ốc. Giả thiết rằng vùng áp suất nén trên bề mặt tấm thép phát triển theo hình côn với góc $\alpha \approx 30^\circ$, vòng tròn đỉnh côn xuất phát từ đường kính vành đai ốc (Nguyễn Trọng Hiệp, 2006).

$$\delta \geq \frac{P}{\pi \cdot d_1 \cdot [\tau]} \quad (3)$$

Trong đó: δ – bề dày của tấm lắp ghép, m; P – tải trọng nén lên mặt tấm, N; d₁ – đường kính vòng đỉnh côn áp suất nén, m; $[\tau]$ – giới hạn bền cắt cho phép, N/m².

Ứng suất cắt cho phép (Nguyễn Đình Đức và Đào Như Mai, 2011):

$$[\tau] = \frac{[\sigma_k]}{\sqrt{3}} = \frac{\sigma_c}{\sqrt{3} \cdot n} \quad (4)$$

Trong đó: $[\tau]$ – ứng suất cắt cho phép, N/m²; $[\sigma_k]$ – ứng suất kéo cho phép, N/m²; σ_c – giới hạn chảy của vật liệu, N/m²; n – hệ số an toàn.

- Chọn hệ số an toàn: n = 2,5;
 - Giới hạn chảy của vật liệu: $\sigma_c = 345$ MPa
- Thay vào (4) thu được:

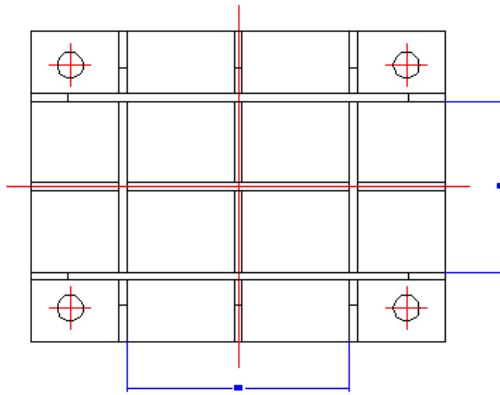
$$[\tau] = \frac{\sigma_c}{\sqrt{3} \cdot n} = \frac{345 \cdot 10^6}{\sqrt{3} \cdot 2,5} = 80,23 \text{ MPa}$$

Bề dày của tấm bản máy:

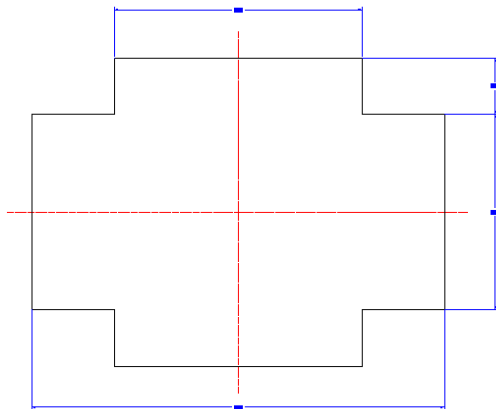
$$\delta \geq \frac{P}{\pi \cdot d_1 \cdot [\tau]} = \frac{200 \cdot 10^3}{\pi \cdot 0,09 \cdot 80,23 \cdot 10^6} = 0,009 \text{ m}$$

Để quá trình hàn đơn giản, hạn chế biến dạng cong vênh khi hàn tấm và định vị mỗi ghép cột trụ chọn bề dày tấm thép $\delta = 30 \text{ mm}$ (theo kinh nghiệm). Kết quả này cũng phù hợp với quan điểm tính theo điều kiện bền dập của mối ghép cố định, chịu tải tĩnh. Với thép chưa tôi cứng bề mặt ứng suất dập $[\sigma_d] = 100 \text{ MPa}$ (Nguyễn Trọng Hiệp, Nguyễn Văn Lắm, 2001).

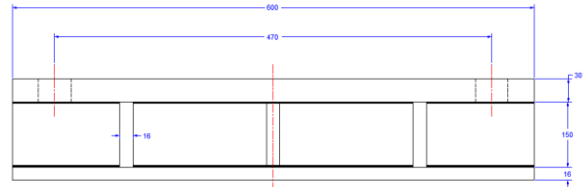
Chọn vách tăng cứng có bề dày 16 mm, chiều cao 150 mm, hàn hai phía với mặt dưới của bản máy. Sơ đồ hàn gắn tăng cứng như sau:



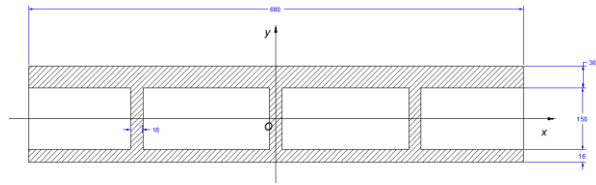
Hình 1 - Sơ đồ bố trí hàn vách tăng cứng
Chọn tấm để có bề dày 16 mm:



Hình 2 - Tấm đế bản máy
Kết cấu mặt bản máy ép sau khi hàn có dạng như sau:



Hình 3 - Mặt bản máy ép



Hình 4 - Mặt cắt ngang bản máy ép

Áp dụng các phép tính mô men tĩnh của tiết diện hình học (Nguyễn Đình Đức và Đào Như Mai, 2011):

$$S_x = \int_{\omega} y \cdot d\omega = \iint_{\omega} y \cdot dx \cdot dy = y_c \cdot \omega$$

$$S_y = \int_{\omega} x \cdot d\omega = \iint_{\omega} x \cdot dx \cdot dy = x_c \cdot \omega \quad (5)$$

Trong đó: S_x, S_y - lần lượt là mô men tĩnh của diện tích ω đối với trục Ox và trục Oy , m^3 ; x_c - hoành độ của trọng tâm C , m ; y_c - tung độ trọng tâm C , m ; ω - diện tích của hình phẳng, m^2 .

Khi hệ trục tọa độ đi qua trọng tâm hoặc trùng với trục đối xứng thì $S = 0$.

Mô men tĩnh của tiết diện bản máy (Hình 4):

$$S_x = \sum_{i=1}^5 S_{x_i} = 1620 + (-796,8) = 823,2 \text{ cm}^3$$

$$S_y = 0$$

Toạ độ trọng tâm C của diện tích tiết diện bản máy (Hình 4):

$$x_c = 0$$

$$y_c = \frac{S_x}{\omega} = \frac{823,2}{180 + 72 + 96} = 2,365 \text{ cm}$$

Áp dụng các phép tính mô men quán tính của tiết diện hình học (Nguyễn Đình Đức và Đào Như Mai, 2011):

$$J_x = \int_{\omega} y^2 \cdot d\omega = \iint_{\omega} y^2 \cdot dx \cdot dy = J_{C_y} + y_c^2 \cdot \omega$$

$$J_y = \int_{\omega} x^2 \cdot d\omega = \iint_{\omega} x^2 \cdot dx \cdot dy = J_{C_x} + x_c^2 \cdot \omega \quad (6)$$

Trong đó: J_x, J_y - lần lượt là mô men quán tính của tiết diện đối với trục Ox và Oy , m^4 ; J_{C_x}, J_{C_y} - mô men quán tính đối với hệ trục vuông góc đi qua trọng tâm C , m^4 ; x_c - hoành độ của trọng tâm C , m ; y_c - tung độ trọng tâm C , m ; ω - diện tích của hình phẳng, m^2 .

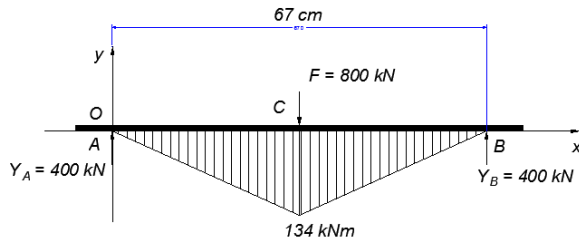
Mô men quán tính của tiết diện mặt bàn đối với trục Ox nằm ngang (Hình 4):

$$J_x = \int_{\omega} y^2 \cdot d\omega = \sum_{i=1}^5 \int_{\omega_i} y^2 \cdot d\omega = 22699 \text{ cm}^4$$

Mô men quán tính của tiết diện mặt bàn quy đổi về trục nằm ngang đi qua trọng tâm C của tiết diện:

$$J_{Cx} = J_x - y_c^2 \cdot \omega = 22699 - 2,36^2 \cdot 348 = 2076,77 \text{ cm}^4$$

Xét theo phương chịu lực bất lợi là phương có nhịp lớn. Giả thiết sơ đồ chịu lực đơn giản hoá và biểu đồ mô men uốn như sau:



Hình 5 - Sơ đồ xác định nội lực mô men uốn trên bàn máy

Ứng suất pháp trên mặt cắt tiết diện nguy hiểm nhất do nội lực mô men uốn gây ra (Nguyễn Đình Đức, Đào Như Mai, 2011):

$$\sigma = \frac{M_u}{J_{Cx}} \cdot y \quad (7)$$

Trong đó: σ - ứng suất pháp trên mặt cắt tiết diện, N/m²; M_u - nội lực mô men uốn, N.m; J_{Cx} - mô men quán tính đối với trục trung tâm của tiết diện, m⁴; y - khoảng cách từ tiết diện trung hoà tới vị trí gây ứng suất pháp, m.

Ứng suất kéo lớn nhất tại mép dưới của dầm và ứng suất nén lớn nhất xuất hiện tại mép trên của dầm:

$$\sigma_{kmax} = \frac{M_{umax}}{J_{Cx}} \cdot y_{max} = \frac{134 \cdot 10^3}{20760,77 \cdot 10^{-8}} \cdot 10,665 \cdot 10^{-2} = 0,0688 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2 = 68,8 \text{ MPa}$$

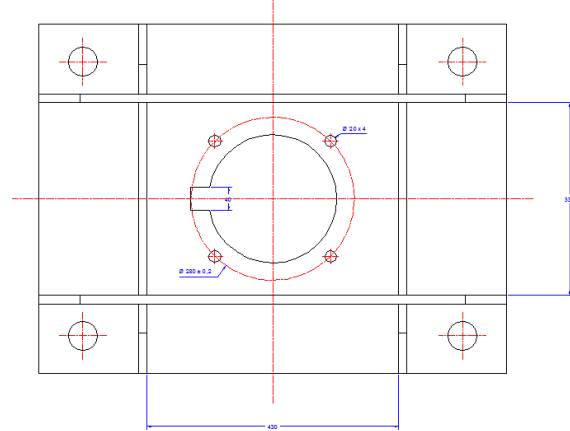
Hệ số an toàn tính toán:

$$n_t = \frac{\sigma_c}{\sigma_{kmax}} = \frac{345}{68,8} = 5 > (2 \div 3)$$

Hệ số an toàn tương đối lớn, ta có thể giảm bề dày của tấm vách và tấm đế. Tuy nhiên để dễ dàng trong việc hàn lắp ghép, bề dày các tấm không nên chênh lệch nhau quá lớn. Mặt khác, với tấm đế chỉ hàn được quanh chu vi. Điều này cũng góp phần giảm khả năng chịu lực của kết cấu.

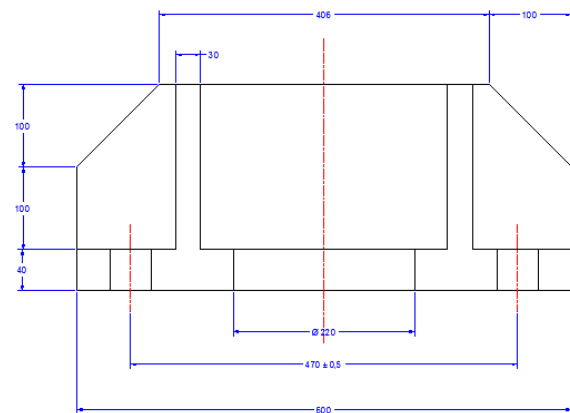
Tính toán kết cấu dầm ngang trên

Dầm ngang trên có nhiệm vụ liên kết với trụ máy thành khung vững chắc và đỡ xy lanh. Để đảm bảo kết cấu vững chắc, xy lanh được treo trên dầm ngang trên, vai bích xy lanh tỳ vào mặt dưới của dầm. Do đó, phải khoét lỗ hoặc dầm dạng khung. Chọn kết cấu dầm được tổ hợp từ tấm và gân tăng cứng có kết cấu như Hình 6:

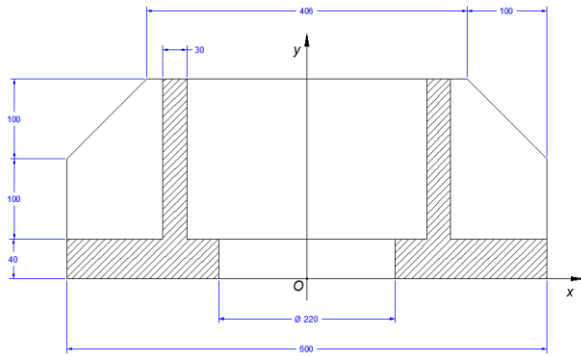


Hình 6 - Kết cấu dầm ngang trên

Do khoét lỗ đúng tâm (vị trí mặt cắt nguy hiểm) nên chọn bề dày tấm 40 mm, gân tăng cứng có bề dày 30 mm, chiều cao 200 mm (Hình 7). Khi tính toán chịu lực, ta xác định các thông số hình học và mô men quán tính tại tiết diện nguy hiểm, phần còn lại chỉ mang tính liên kết và góp phần tăng khả năng chịu lực. Tiết diện tính toán như Hình 8.



Hình 7 - Kết cấu dầm ngang trên máy ép



Hình 8 - Mặt cắt ngang dầm ngang trên máy ép

Mô men quán tính đối với trục Ox:

$$S'_x = 1984 \text{ cm}^3$$

Tung độ trọng tâm C_1 của miền diện tích mặt cắt dầm ngang trên của máy ép:

$$y'_{C_1} = \frac{S'_x}{\omega} = \frac{1984}{272} = 7,29 \text{ cm}$$

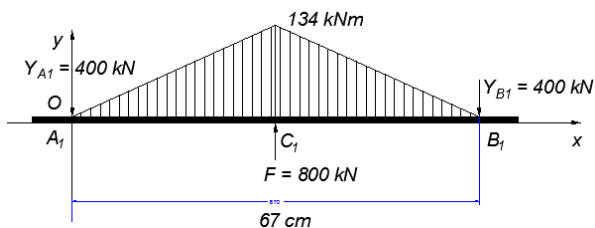
Mô men quán tính của tiết diện dầm ngang trên với trục Ox (Hình 8):

$$J'_x = \int_{\omega} y^2 \cdot d\omega = \sum_{j=1}^4 \int_{\omega_j} y^2 \cdot d\omega = 28330,667 \text{ cm}^4$$

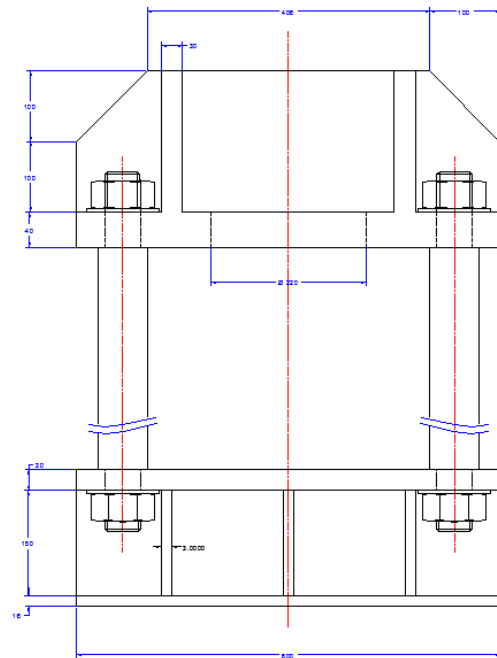
Mô men quán tính của tiết diện dầm ngang trên với trục nằm ngang qua trọng tâm C_1 :

$$J_{C1x} = J_x - y_{C1}^2 \cdot \omega = 28330,667 - 7,29^2 \cdot 272 = 13875,47 \text{ cm}^4$$

Giải thiết rằng phản lực trên vành bích xy lạnh phần bố đều và kết quả là cho lực tập trung tương đương đặt ở giữa. Sơ đồ xác định nội lực mô men uốn tại dầm ngang trên như sau:



Hình 9 - Sơ đồ xác định nội lực mô men uốn trên dầm ngang trên



Hình 10 - Kết cấu khung máy ép thủy lực 4 trụ, lực ép 80 Tấn

Ứng suất kéo lớn nhất xuất hiện trên mép trên của tiết diện nguy hiểm:

$$\sigma_{kmax} = \frac{M'_{umax}}{J_{C1x}} \cdot y'_{max} = \frac{134 \cdot 10^3}{13875,47 \cdot 10^{-8}} \cdot 12,71 \cdot 10^{-2} = 0,12274 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2 = 122,74 \text{ MPa}$$

Hệ số an toàn tính toán:

$$n'_t = \frac{\sigma_c}{\sigma'_{kmax}} = \frac{345}{122,74} = 2,81$$

Kết cấu đảm bảo an toàn và có hệ số an toàn nhỏ nhất là 2,5.

3. Kết quả mô phỏng và kiểm tra ứng suất, chuyển vị của kết cấu khung máy ép 4 trụ, lực ép 80 Tấn

Sử dụng phần mềm Inventor xây dựng mô hình 3D máy ép thủy lực 4 trụ, lực ép thiết kế 80 Tấn với thông số được xác định trong phần tính toán thiết kế nêu trên.

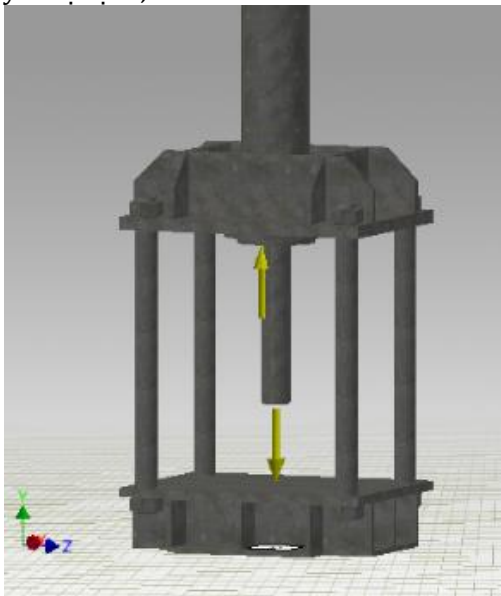
Bảng 1. Thông số mô hình

Khối lượng	1089 kg
Diện tích bề mặt	6894590 mm ²
Thể tích	138689000 mm ³
Số phần tử lưới	29705
Số nút	53746

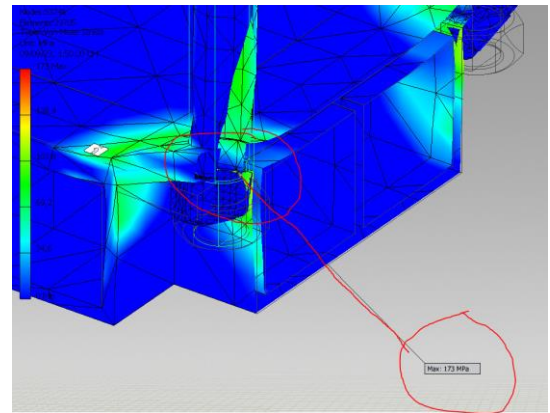
Bảng 2. Khai báo vật liệu

Vật liệu	Q345
Giới hạn bền kéo	600 MPa
Giới hạn chảy	345 MPa
Ứng suất cắt	80 MPa
Độ thắt tương đối	30%
Khối lượng riêng	7850 kg/m ³
Mô đun đàn hồi	210 GPa

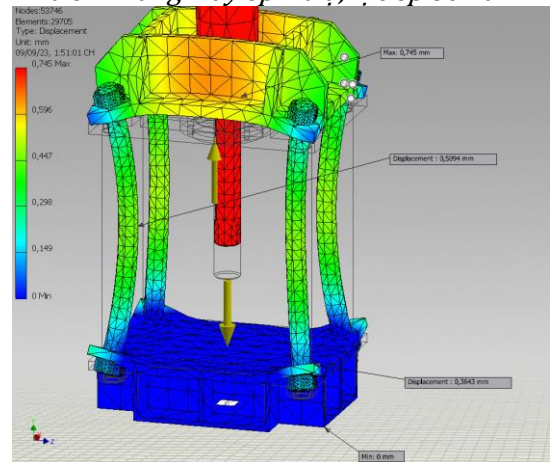
Biến dạng chuyển vị của khung máy được đánh giá theo chỉ tiêu bóp méo cực đại, ten sơ ứng suất dựa theo thuyết bền thứ nhất (ứng suất Von Mises) – chỉ tiêu ứng suất được sử dụng phổ biến trong mô phỏng phân tích kết cấu CAE. Kết quả mô phỏng kiểm tra ứng suất, hệ số an toàn và biến dạng của khung máy cho thấy: ứng suất nén có giá trị lớn nhất đạt 173 MPa tại vị trí mối ghép đai ốc và đầu cột trụ và cũng tại vị trí này hệ số an toàn đạt giá trị nhỏ nhất, các vị trí còn lại hệ số an toàn trung bình đạt 3,5. Cá biệt, có những vị trí hệ số an toàn đạt 8. Kết quả phân tích chuyển vị của kết cấu khung máy có thấy vị trí có chuyển vị lớn nhất tại chính giữa dầm ngang trên với giá trị chuyển vị đạt 0,745 mm.



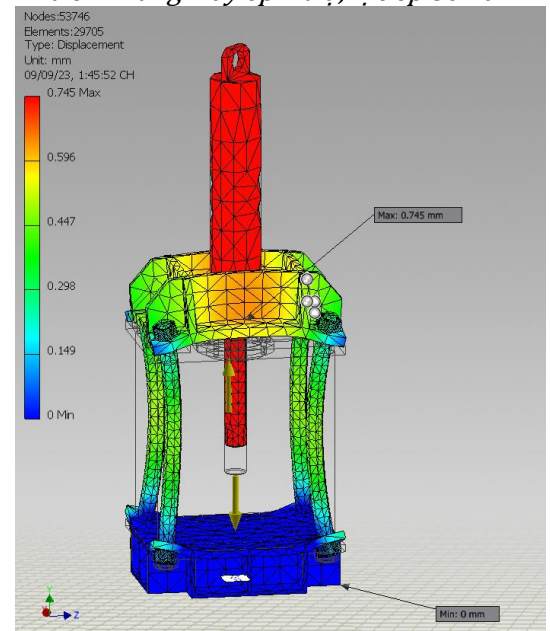
Hình 11 - Mô hình kết cấu máy ép 4 trụ, lực ép 80 Tấn



Hình 12 - Vị trí xuất hiện ứng suất nén lớn nhất trên khung máy ép 4 trụ, lực ép 80 Tấn



Hình 13 - Biến dạng chuyển vị của các bộ phận trên khung máy ép 4 trụ, lực ép 80 Tấn



Hình 14 - Vị trí có biến dạng chuyển vị lớn nhất trên khung máy ép 4 trụ, lực ép 80 Tấn

4. Thảo luận

Kết quả phân tích mô phỏng và kết quả tính toán lý thuyết có nhiều điểm thống nhất với nhau. Phần tính toán lý thuyết đã khẳng định để đơn giản và thuận tiện trong gia công chế tạo tấm mặt bàn được chọn với bề dày như nhau từ ngoài vào tới bên trong. Do vậy, khu vực chính giữa bàn có ứng suất nén nhỏ nhất (khu vực màu xanh trên các Hình 12, 13 và 14). Mặt cắt chính giữa dầm ngang trên là khu vực nguy hiểm, mép trên của gân tăng cứng là nơi có ứng suất lớn nhất điều này đã được khẳng định trong mô hình tính toán lý thuyết và kết quả mô phỏng cho thấy khu vực ứng suất kéo với cường độ lớn có màu cam cũng tập trung ở giữa dầm ngang trên (Hình 13 và Hình 14).

Tuy nhiên, kết quả phân tích mô phỏng cũng cho thấy kết cấu bàn máy còn dư thừa về về vật liệu. Ứng suất nén xuất hiện gần như trên toàn bộ mặt bàn và mang giá trị nhỏ. Điều này đã được giải thích ở phần tính toán lý thuyết, trên thực tế các vách tăng cứng chỉ được hàn một phía (hàn liên kết với mặt bàn), tấm đế chỉ được hàn xung quanh điều này làm giảm khả năng chịu lực của kết cấu. Nhưng phần mềm lại mặc định là toàn bộ

5. Kết luận

Khung máy ép thủy lực 4 trụ là một kết cấu tương đối đơn giản so với khung máy ép chữ C hoặc khung máy dạng hình hộp. Mô hình tính toán lý thuyết của khung máy khá gần với thực tế. Căn cứ theo kết quả tính toán lý thuyết và mô phỏng kiểm tra biến dạng chuyển vị, ứng suất trong kết cấu khung máy dưới sự trợ giúp của công cụ máy tính cho thấy có nhiều điểm trùng hợp, thống nhất. Kết quả tính toán lý thuyết có độ tin cậy cao, có thể vận dụng trong thực tế.

Trong nghiên cứu này, chúng tôi mới dừng lại ở việc mô phỏng kiểm tra ứng suất, chuyển vị và hệ số an toàn của khung máy. Việc tối ưu các vị trí dư vật liệu được thực hiện trong thời gian tới.

Lời cảm ơn

Nhóm nghiên cứu xin được gửi lời cảm ơn tới Ban tổ chức Hội nghị Cơ học toàn quốc về Cơ khí – Điện – Tự động hoá đã tạo điều kiện cũng như động viên, tạo nguồn lực giúp nhóm nghiên cứu thực hiện công trình nghiên cứu này. Đồng thời, xin trân thành cảm ơn Ban biên tập và Tập thể

thể tích thân máy là vật liệu liền khối và đồng nhất.

Ngoài những lực trên lý thuyết các chi tiết đang chịu những lực uốn do sự chuyển vị của các chi tiết. Từ kết quả mô phỏng chuyển vị (Hình 13) và ứng suất (Hình 12) có thể cải tiến thiết kế nhằm nâng cao chất lượng máy cũng như giảm giá thành, tăng tuổi thọ bằng các phương pháp sau:

- Dàn đều ứng suất: Thay vì để ứng suất tập trung tại các vị trí như vùng liên kết giữa dầm khung máy và trụ cột của máy ép, bao gồm cả gân tăng cứng ở các vị trí lân cận (Hình 12), có thể khảo sát và tăng bền tại các vị trí này bằng cách tăng hoặc thậm chí giảm bớt bề dày tấm hoặc gân tăng cứng đến một giá trị phù hợp nhằm dàn đều ứng suất, giảm sự tập trung ứng suất bởi phương pháp mô phỏng tối ưu (*analysis parametric dimensions*).
- Tối ưu lại khối lượng của máy ở chu kỳ vòng lặp tính toán thiết kế tiếp theo bằng công cụ thiết kế (ví dụ: Shape Generator) sau khi thay đổi kích thước tại một số vị trí tại bước thiết kế tham số, mô phỏng tối ưu.

phản biện đã đóng góp ý kiến quý báu giúp chúng tôi hoàn thiện bài báo này.

Đóng góp của các tác giả

Nguyễn Sơn Tùng đã nghiên cứu các tài liệu về tính toán thiết kế máy ép thủy lực và xây dựng ý tưởng cũng như thực hiện tính toán thiết kế lý thuyết. Ngô Văn Tú chịu trách nhiệm xây dựng kịch bản mô phỏng và hướng dẫn Nguyễn Thanh Tuấn thực hiện mô phỏng kết cấu khung máy trong môi trường Inventor của phần mềm Autodesk. Đồng thời, Ngô Văn Tú chịu trách nhiệm đọc và kiểm soát lỗi bản thảo.

Tài liệu tham khảo

Bài báo đăng trên tạp chí

Asim M. Kamate, J.S. Bagi, (2106). Design, Development and Analysis of a 20 Tan Hydraulic Press. *International Journal of Innovative Technology and Research (IJITR)*, January, 2016, India. Volume 4, Issue 1.

Ganesh M Mudennavar, Gireesha Chalageri Prashant A Patil, (2018). Design and Analysis

- of 12 Ton Hydraulic Press Machine. *International Journal of Scientific Development and Research (IJSDR)*, August, 2018, India.
- Krishna Kr. Verma, M. S. Pardhmi, (2018). A Review on Hydraulic Press Design and Its Optimization. *International Journal for Research Publication & Seminar (IJRPS)*, January - March, 2018, India.
- Santoshkumar S. Malipatil, Yogita N. Potdar, A. C. Mattikalli, (2014). Analysis and Structure Optimization of 5 Ton H - Frame Hydraulic Press. *International Journal of Innovative Science, Engineering & Technology (IJSET)*, July, 2014. Volume 1, Issue 5.
- Umesh S. Badakundri, Santosh Kullur, A. A. Kulkarni, (2013). Finite Element Analysis of Hydraulic Press Machine. *International Journal on Recent Technologies in Mechanical and Electrical Engineering (IJRMEE)*, ISSN 2349-7947, Volume 2, Issue 5, page: 18 - 24.

Luận văn Thạc sĩ, Luận án Tiến sĩ

- Mohamad M. Saleh, (1992). *Design Study of a Heavy Duty Hydraulic Machine Using Finite Element Techniques*. Doctor of Philosophy Thesis, The School of Mechanical and Manufacturing Engineering, Damascus University, Syria.

Giáo trình

- Nguyễn Đình Đức và Đào Như Mai, (2011). *Sức bền vật liệu và Kết cấu*. Nhà xuất bản KHKT.
- Nguyễn Trọng Hiệp, Nguyễn Văn Lãm, (2001). *Thiết kế chi tiết máy*. Nhà xuất bản Giáo dục.
- Nguyễn Trọng Hiệp, (2006). *Giáo trình Chi tiết máy - Tập 1*. Nhà xuất bản Giáo dục.

ABSTRACT

Hydraulic machines is a popular machine tool. This kind of machine is based on Pascal laws. The main component of this machine is a hydraulic cylinder and frame. By the hydraulic pressure inside the system, the hydraulic cylinder generates a press force which is applied to work-piece via a mould. It is evident that the durable and reliability strongly depend on the stiffness of structure frame, cylinder. Design, calculating the machine frame plays an important role in function, feasibility and reliability of product. In addition, an optimal design as well as allows us to save raw materials and time of manufacturing process. However, it is clear that issued problems are not solved by conventional strength theory. Because most of machinery frames are complex spatial structure. The finite element method (FEM) is a popular method for solution. The combination FEM and computer-aided design (CAD) can help engineers create strong and useful software such as SAP, ANSYS, ABAQUS, Autodesk Inventor, Solidwork, etc. Autodesk Inventor is 3D mechanical modeling design software. Inventor's features allow mechanical engineers to model, study and design spatial structure in virtual environment approach. This paper briefly presents using Autodesk Inventor to analyse, model a four pillars frame, 80 Tons hydraulic press machine. The results are a strongly proof for design and calculation the four pillars structure frame.

Key words: FEM, Autodesk Inventor, Spatial Structure, Virtual Spatial Structure Models