STUDY THE DYNAMICS OF THE D45 STEEL PIPE CUTTER AND IDENTIFY SYSTEM LOSSES TO IMPROVE HYDRAULIC PUMP EFFICIENCY

Trieu Quy Huy[1*], Tran Thi Huong[2], Vu Van Dam[3]
[1]*University of Economics – Technology for Industries*
[2]*TNU - University of Technology*
[3]*Thai Nguyen University*

ARTICLE INFO

Received: 11/5/2021
Revised: 31/5/2021
Published: 31/5/2021

KEYWORDS

Pipe cutting machine
Hydraulic cutting
Steel pipes
Pressure loss
Pump performance

ABSTRACT

This study calculated the hydraulic cylinder to generate the shear cutting force a D45 steel pipe cutter. The system loss was calculated to select the pump parameters to improve the efficiency of the hydraulic pump engine. The theoretical calculation method was applied to determine the cutting force, cylinder parameters, pressure loss and volume loss and engine power to drive the oil pump and to select oil pump for the system. The experiment was conducted on a fabricated D45 steel pipe cutting machine for cutting steel pipes with a diameter of 45 mm to form various profiles (pipe joints) that are used at motorbike manufacturers such as Honda, Yamaha, Suzuki, SYM... The experimental results proved that the study was adequate to the production requirements on appropriately cutting force, accurate cutting profiles, appropriated cutting blade' travel, and low power consumption.

NGHIÊN CỨU ĐỘNG LỰC HỌC MÁY CẮT ỐNG THÉP D45 VÀ XÁC ĐỊNH CÁC TỔN THẤT HỆ THỐNG NHẰM NÂNG CAO HIỆU SUẤT CỦA BƠM THỦY LỰC

Triệu Quý Huy[1*], Trần Thị Hương[2], Vũ Văn Đam[3]
[1]*Trường Đại học Kinh tế - Kỹ thuật Công nghiệp*
[2]*Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp - ĐH Thái Nguyên*
[3]*Đại học Thái Nguyên*

THÔNG TIN BÀI BÁO

Ngày nhận bài: 11/5/2021
Ngày hoàn thiện: 31/5/2021
Ngày đăng: 31/5/2021

TỪ KHÓA

Máy cắt ống
Cắt thủy lực
Cắt ống thép
Xy lanh thủy lực
Tổn thất áp suất
Hiệu suất bơm dầu

TÓM TẮT

Nghiên cứu này tính toán xi lanh thủy lực để tạo ra lực cắt cho máy cắt ống thép D45. Tổn thất hệ thống được tính toán để lựa chọn các thông số của bơm thủy lực nhằm nâng cao hiệu suất của động cơ dẫn động bơm. Phương pháp tính toán lý thuyết được áp dụng để xác định lực cắt, các thông số xylanh, tổn thất áp suất, tổn thất thể tích, công suất động cơ dẫn động bơm dầu và chọn bơm dầu cho hệ thống. Thực nghiệm thực hiện trên máy cắt ống thép D45 dùng để cắt các loại ống thép có đường kính 45 mm thành các loại biên dạng (khớp nối ống) sử dụng tại các hãng xe máy như Honda, Yamaha, Suzuki, SYM... Kết quả thực nghiệm đã cho thấy nghiên cứu phù hợp với các yêu cầu chính của sản xuất như lực cắt thích hợp, biên dạng cắt chính xác, hành trình của lưỡi cắt phù hợp và mức tiêu hao điện năng thấp.

DOI: https://doi.org/10.34238/tnu-jst.4475

[*] Corresponding author. *Email: lipit2010@gmail.com*

1. Đặt vấn đề

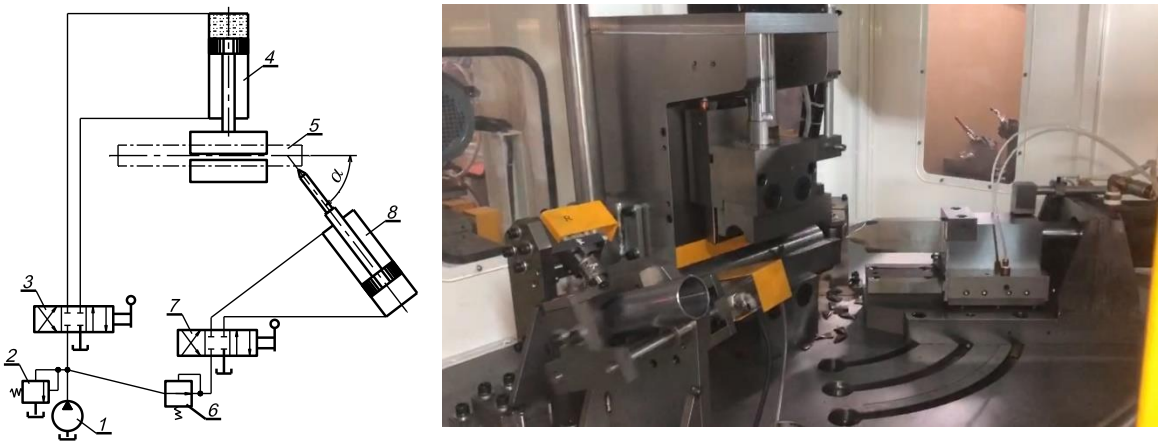
Xe môtô (xe máy) là phương tiện di chuyển được sử dụng rất phổ biến ở nước ta cũng như nhiều nước khác trên thế giới. Khung xe là bộ xương để gắn động cơ, các thiết bị điện, các chi tiết… Thêm nữa, nó phải đủ độ bền, độ cứng vững để chịu tải, khả năng giảm chấn tốt, phân bố hợp lý và khối lượng nhẹ. Ngoài ra, khung xe còn là yếu tố quan trọng tạo nên kiểu dáng xe phù hợp với mục đích sử dụng chính. Có rất nhiều loại khung xe nhưng theo tiêu chí vật liệu có: Khung ống thép (khung ống) được cấu tạo từ các ống thép (đường kính lớn, nhỏ) hàn trực tiếp với nhau; Khung thép tấm (khung thép dập) sử dụng các tấm thép dập định hình hàn hoặc tán lại với nhau; Khung kết hợp ống thép và thép tấm; Khung hợp kim nhôm được đúc từ vật liệu nhôm. Khung ống thép được sử dụng rộng rãi vì thuận lợi cho việc sửa đổi, sửa chữa, thuận lợi cho việc thiết kế và giá thành rẻ. Hiện nay có nhiều phương pháp cắt ống thép sử dụng trong công nghiệp như cắt bằng tia nước (AWJ) [1], cắt bằng tia lazer [2], cắt plasma [3], cắt cưa dây kim cương [4], cắt ống thép bằng máy thủy lực có kiểu cắt hành tinh [5] nhưng chỉ cắt được các loại ống thép đầu thẳng, không cắt được đầu cong của khung xe vì phải quay tròn phôi tương đối với dụng cụ cắt (đầu cắt) nên rất khó xác định vị trí quá trình cắt tạo ra biên dạng mối ghép.

Các loại xe Drem, Wawe, Sirius... khung thường có một ống chính 45 mm. Tại các nhà máy sản xuất thực hiện cắt bằng thủy lực dùng lưỡi cắt định hình nhưng phần định vị kẹp chặt bằng bulong đai ốc, các lát cắt không đồng đều lực nên biên dạng hình thành chính xác không cao và tiêu hao năng lượng điện nhiều do các máy được chế tạo theo kinh nghiệm. Chưa có một bài toán cụ thể nào áp dụng nhằm tối ưu hóa quá trình làm việc và tiết kiệm điện năng. Việc tính toán động lực học, nghiên cứu các tổn thất nhằm nâng cao hiệu suất máy cắt ống thép D45 phục vụ việc chế tạo khung xe là rất cần thiết. Bài báo này trình bày kết quả tính toán xi lanh thủy lực để tạo ra lực cắt cho máy cắt ống thép D45. Để xác định được các thông số động lực học của máy áp dụng các công thức tính toán cơ bản về vấn đề lực học, tổn thất hệ thống, chọn động cơ… trong các tài liệu uy tín đã xuất bản. Các kiến thức lý thuyết được kết hợp với thực nghiệm nhằm hoàn thiện máy cắt ống thép D45, sao cho lực cắt của máy tạo ra vừa đủ nhằm thực hiện các lát cắt một cách chính xác. Lực cắt quá nhỏ sẽ không thực hiện được quá trình cắt. Trái lại, lực cắt quá lớn sẽ gây móp đầu ống. Hành trình của dao được tính toán phù hợp để tạo được biên dạng chuẩn, đảm bảo cho mối ghép ống có thể hàn chính xác theo yêu cầu. Kết quả thu được cho thấy phương pháp đã áp dụng có nhiều ưu điểm hơn so với một số phương pháp đã nêu như thực hiện gia công nhanh, cắt được đầu cong của ống chính xác, chế tạo đơn giản, khả năng áp dụng tự động hóa gia công dễ dàng.

2. Nguyên lý làm việc của máy cắt ống D45

Nguyên lý làm việc của máy cắt ống D45 được trình bày trên Hình 1, được xây dựng dựa trên các nguyên lý về chuyển động tương đối (Hình 1). Trên Hình 1, phôi (ống thép D45) được đưa vào định vị và kẹp chặt nhờ một hệ thống thủy lực (xi lanh ép), dụng cụ cắt gắn với một hệ thống thủy lực khác (xi lanh cắt) thực hiện chuyển động tịnh tiến để hoàn thành và kết thúc quá trình gia công. Bơm 1 hoạt động bơm dầu thủy lực qua các van 3 và 7 qua bộ điều khiển điều chỉnh xi lanh 4 cố định vật cắt ống D45, khi đã định vị kẹp chặt đúng vị trí sẽ đóng xi lanh cắt 8 có mang đầu dao thực hiện hành trình cắt (dao cắt có hình dạng định sẵn phục vụ các mối ghép gia công tiếp theo). Kết thúc hành trình cắt dao sẽ được điều khiển tự động rút hành trình tịnh tiến ngược trở lại vị trí ban đầu, đồng thời sẽ mở bộ kẹp trên xi lanh 4 để tháo chi tiết đã được gia công ra (Hình 1). Góc α là góc điều chỉnh tâm của dao cắt với tâm phôi nhằm tạo ra các góc độ theo yêu cầu kỹ thuật [6].

Xi lanh ép 4 và xi lanh cắt 8 được chọn giống nhau nhằm đáp ứng các vấn đề lắp lẫn, thuận tiện điều chỉnh áp suất cho các van. Việc cố định đã được xác định trên bộ đồ gá chuyên dùng nên ta chỉ cần tính toán, lựa chọn cho xi lanh cắt 8.



(a) (b)

Hình 1. *Máy cắt ống thép D45: (a) Sơ đồ nguyên lý máy và (b) Ảnh chụp máy*
1. Bơm thủy lực; 2. Van tràn; 3.7. Van giảm áp; 4. Xi lanh ép; 5. Vật cắt; 8. Xi lanh cắt

3. Tính toán xy lanh tạo lực cắt

3.1. Xác định lực cắt

Phương pháp dựa vào lực cắt đơn vị và diện tích tiết diện phoi sắt, theo [7]:

$$P = p.q \quad [N] \tag{1}$$

Trong đó: p là lực cắt đơn vị, là hằng số phụ thuộc vào vật liệu gia công.

q là diện tích tiết diện phoi sắt.

Lực cắt đơn vị p có thể biểu diễn gần đúng với mối quan hệ về độ bền σ_b của vật liệu hoặc độ cứng HB của vật liệu. Thực tế khi cắt với dao một lưỡi cắt ta có, theo [8]:

$p = (2,5 - 4,5)\sigma_b$ đối với vật liệu dẻo.

$q = (0,5 - 1)$ HB đối với vật liệu dòn.

Áp dụng công thức:

$$p = (2,5 - 4,5)\sigma_b \tag{2}$$

Với $\sigma_b = (380 \div 490)$ N/mm, chọn $\sigma_b = 450$ N/mm.

Thay vào (2) ta được: $P = (2,5 \div 4,5).450 = 1125 \div 2025$ N, chọn $P = 2000$N

3.2. Tính toán xi lanh

* Tiết diện của piston, theo [9]:

$$F = \frac{P_{xylanh}}{p_{xl}} \tag{3}$$

Trong đó: P_{xylanh} là lực công tác cần thiết hệ Piston- xi lanh thuỷ lực phải tạo ra.

p_{xl} là áp suất làm việc của xi lanh.

Với: $$P_{Xylanh} = \frac{P}{1} = \frac{2000}{1} = 2000 \text{ (N)}$$

$$p_{xl} = 16bar = 1,6(\frac{N}{mm^2})$$

Thay vào (3) ta được: $$F = \frac{2000}{1,6} = 1250(mm^2)$$

* Đường kính trong của xi lanh là:

$$F_{pt} = \pi \frac{D^2}{4} \Rightarrow D = \sqrt{\frac{F_{pt}}{\pi}} = \sqrt{\frac{1256}{3,14}} \approx 40(mm) \quad (4)$$

* Đường kính cần thiết của piston:

$$D = \frac{d}{K} \text{ chọn } K = 0,5s \quad (5)$$

Thay vào (5) ta được: $d = 0,5.40 = 20(mm)$

* Lưu lượng làm việc của xi lanh, theo [7]:

$$Q_{xl} = F_{pt}.V_c \quad (6)$$

Trong đó: V_c là vận tốc đầu dao khi ở hành trình cắt. Với lực cắt $P = 2000(\text{N}) < 20(\text{MN})$ nên $V_c = (5 \div 100)\text{mm/s}$ chọn $V_c = 50\text{mm/s}$

F_{pt} là tiết diện piston, $F_{pt} = 1250(\text{mm})$

Thay vào (6) ta được: $Q_{xl} = 1250.50 = 62500(\text{mm}^3/\text{s}) = 0,0625(\text{dm}^3/\text{s}) = 3,75(\text{lít/phút})$

* Công suất cắt của máy: $N = P.v$ (N) (7)

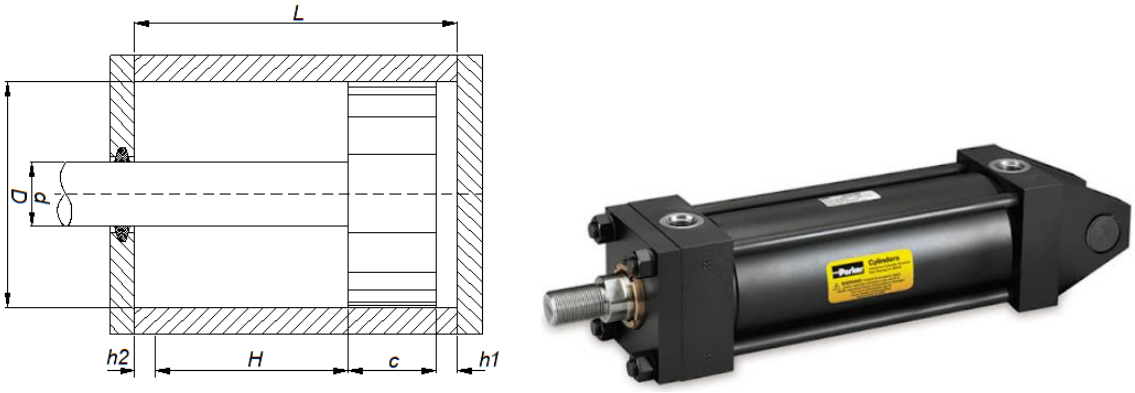
Trong đó: P là lực để cắt ống thép $P = 2000(\text{N})$

v là vận tốc khi ở hành trình cắt (m/s), $v = 50(mm/s) = 0,05(m/s)$

Thay vào (7) ta được: $N = 2000*0,05 = 100(\text{W}) = 0,1(\text{KW})$

* Tính sơ bộ chiều dài thân xi lanh (Hình 2)

Xác định sơ bộ chiều dài xi lanh tạo lực cắt: Trong quá trình cắt do chịu phản lực cắt nên vận tốc cắt thay đổi gây va đập cho máy, vì vậy cần phải giảm chấn cho dao cắt. Đối với hệ thống dùng xi lanh thuỷ lực, người ta giảm chấn bằng cách tạo một lớp dầu còn lại trong xi lanh ở đầu hành trình cũng như cuối hành trình của piston, nhờ sự biến dạng đàn hồi của lớp dầu này sẽ không làm thay đổi đột ngột về lực cũng như vận tốc của cần piston. Chọn chiều dày của lớp dầu mà khi thiết kế xi lanh để giảm chấn cho hành trình piston cắt và rút dao là $h_1 = h_2 = 25(mm)$ [10].



(a) (b)

Hình 2. *Xy lanh thủy lực: (a) Sơ đồ kích thước xi lanh và (b) Ảnh chụp thiết bị*

Do đó, tổng chiều dài xilanh được tính:

$$L = H + h_1 + h_2 + c \quad (8)$$

Trong đó: H là hành trình của dao cắt, chọn $H = 60(mm)$

c là chiều dày piston, chọn $c = 40(mm)$

Thay vào (8) ta được: $L = 60 + 25 + 25 + 40 = 150(mm)$

4. Tính các tổn thất trong hệ thống

4.1. Tổn thất áp suất trên hệ thống

Tổn thất áp suất là sự giảm áp suất do sức cản trên đường đi của dầu từ bơm đến cơ cấu chấp hành (xi lanh thuỷ lực). Sức cản này chủ yếu được hình thành do chiều dài ống dẫn, sự thay đổi tiết diện ống dẫn, thay đổi hướng chuyển động cũng như sự thay đổi của vận tốc chuyển động và độ nhớt của dầu gây nên. Vì vậy tổn thất áp suất có thể xảy ra ở nhiều bộ phận trong hệ thống thuỷ lực.

Gọi p_0 là áp suất bơm cung cấp vào hệ thống, p_1 là áp suất đo tại buồng công tác của cơ cấu chấp hành, thì tổn thất áp suất hệ thống được biểu thị ở dạng hiệu suất η [7]:

$$\eta = \frac{p_0 - p_1}{p_0} = \frac{\Delta p}{p_0} \quad (9)$$

Xét về mặt kết cấu của hệ thống thuỷ lực thì tổn thất áp suất có thể quy về hai dạng:

* Tổn thất áp suất qua van Δp_1

Bằng thực nghiệm tổn thất áp suất ta có [7]:

+ Tổn thất áp suất qua van đảo chiều: 2 (KG/cm^2)
+ Tổn thất áp suất qua van an toàn: 2 (KG/cm^2)
+ Tổn thất áp suất qua van tiết lưu điều chỉnh: 3 (KG/cm^2)
+ Tổn thất áp suất qua van giảm áp: 3 (KG/cm^2)

Tổng tổn thất áp suất trong van sẽ là:

$$\Delta p_1 = 2 + 2 + 3 + 3 = 10(KG/cm^2) = 10(bar) = 1(N/mm^2)$$

* Tổn thất áp suất trong ống dẫn Δp_2

Tổn thất áp suất trong ống dẫn có tổn thất đường dài và tổn thất cục bộ. Xét về chiều dài ống dẫn trong hệ thống thuỷ lực của máy có thể coi là khá ngắn nên ta có thể bỏ qua tổn thất áp suất do chiều dài ống. Để đơn giản trong quá trình thiết kế, có thể lấy giá trị tổn thất áp suất cục bộ trong ống dẫn theo công thức sau đây [7]:

$$\Delta p_2 = 0,05.p_{ct} \quad (10)$$

Trong đó: p_{ct} là áp suất của cơ cấu chấp hành. $p_{ct} = p_{xl} = 16$ (KG/cm^2)

Thay vào (10) ta được: $\Delta p_2 = 0,05.16 = 0,8$ (KG/cm^2) $= 0,785$ (bar)

Tổng tổn thất áp suất trong hệ thống: $\Delta p = 10 + 0,8 = 10,8$ (KG/cm^2) $= 10,8$ (bar)

Ta có, hiệu suất cơ khí:

$$\eta_{ck} = \frac{10,8}{16}.100\% = 67,5\%$$

4.2. Tổn thất thể tích trên hệ thống

Tổn thất thể tích trong hệ thống thủy lực được tính theo công thức sau [7]:

$$\sum q_{tt} = \sigma.\Delta p < \left[\sum q_{tt}\right] \quad (11)$$

Trong đó: σ là trị số tổn thất thể tích (cm^3/s)

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 \quad (12)$$

σ_1 là trị số tổn thất thể tích đối với bơm, $\sigma_1 = 0,6.10^{-6}$ (cm^3/s).

σ_2 là trị số tổn thất thể tích đối với van đảo chiều, $\sigma_2 = 0,25.10^{-6}$ (cm^3/s).

σ_3 là trị số tổn thất thể tích đối với xilanh, $\sigma_3 = 0,015$ (cm^3/s).

Và Δp là Tổn thất áp suất trên hệ thống:

$$\left[\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 + \Delta p_4 + \Delta p_5 + \Delta p_6\right] \quad (13)$$

Bằng thực nghiệm tổn thất thể tích trên hệ thống ta có [7]:

Δp_1 là tổn thất áp suất của bộ lọc dầu, $\Delta p_1 = 1,5$ bar

Δp_2 là tổn thất áp suất của bộ van tràn, $\Delta p_2 = 2,5$ bar

Δp_3 là tổn thất áp suất của van tiết lưu điều chỉnh được, $\Delta p_3 = 4$ bar.

Δp_4 là tổn thất áp suất của van đảo chiều, $\Delta p_4 = 2$ bar

Δp_5 là tổn thất áp suất của van 1 chiều, $\Delta p_5 = 1,5$ bar.

Δp_6 là tổn thất áp suất trên đường ống dẫn dầu, $\Delta p_6 = 4,35$ bar.

$$\sum q_{tt} = (0,6+0,025+0,015).10^{-6}(1,5+2,5+4+2+1,5+4,35)$$

$$\approx 10,144*10^6 (l/ph) \Rightarrow \left[\sum q_{tt}\right] = 0.5(l/ph)$$

Ta có, hiệu suất thể tích:

$$\eta_V = 100 - \frac{0,5}{3,75}.100 = 86,7\%$$

5. Tính toán lựa chọn các thông số của bơm

5.1. Công suất cần thiết của động cơ điện làm quay bơm dầu

$$N_{ct} = \frac{N}{\eta} \quad (14)$$

Với: η là hiệu suất của bơm dầu,

$$\eta = \eta_{ck} \cdot \eta_v = 67,5.86,7 = 58,5225\%$$

Thay vào (14) ta được: $$N_{ct} = \frac{100}{58,5225} = 170,8(W) = 1,708(KW)$$

Do vậy cần phải chọn động cơ dùng để quay bơm dầu thích hợp vừa đảm bảo đủ công suất cho yêu cầu của quá trình cắt, vừa phải có tính năng làm việc phù hợp với yêu cầu truyền động cho bơm, phù hợp với môi trường bên ngoài, vận hành được an toàn và ổn định. Hơn nữa, chọn công suất động cơ phải phù hợp để đảm bảo tính kinh tế, hạ giá thành của sản phẩm, tăng hiệu suất của động cơ và kết cấu không cồng kềnh.

Từ những yêu cầu cần thiết đặt ra, cần chọn động cơ có công suất: $N_{đc} \geq N_{ct}$. Do vậy, chọn loại động cơ đồng bộ, che kín, có quạt gió loại DK42-4 có công suất 1,75 *kw*, số vòng quay 1000 *(v/ph)*.

5.2. Chọn bơm dầu cho hệ thống

Tổn thất của hệ thống là: $\sum q_{tt} = 0,5(l/ph)$

Lưu lượng cần thiết cho xilanh kẹp chặt: $Q_{xl} = Q_k = 3,75(l/ph$

Lưu lượng cần thiết bơm phải cung cấp cho hệ thống là:

$$Q_{ct} = 2.Q_{xl} + 0,5 = 2.3,75 + 0,5 = 8(l/ph)$$

Áp suất cần thiết bơm phải cung cấp:

$$p_b = p_{xl} + \Delta p = 16 + 10,8 = 26,8(bar)$$

Hệ thống thủy lực dầu ép thường dùng loại bơm thể tích để biến đổi năng lượng bằng cách thay đổi thể tích buồng làm việc (khi thể tích buồng làm việc tăng, bơm hút dầu và khi thể tích buồng làm việc giảm, bơm nén dầu). Nếu trên đường, dầu bị đẩy ra, ta đặt một vật cản, dầu bị chặn sẽ tạo nên một áp suất nhất định phụ thuộc vào độ lớn của sức cản và kết cấu của bơm. Tuỳ thuộc vào lượng dầu do bơm đẩy ra trong một chu kỳ làm việc, ta phân biệt được bơm thể tích có lưu lượng cố định và điều chỉnh được.

Bơm thể tích có ba loại bánh răng, piston và cánh gạt (đơn, kép) với những ưu nhược điểm riêng. Bơm bánh răng có hạn chế là không điều chỉnh lưu lượng được nên tạo ra lực cắt không đều. Bơm piston có lưu lượng không đồng bộ, kích thước và công suất lớn. Bơm cánh gạt đơn kết thúc một chu kì quay thực hiện được một chu kỳ đẩy (hút) nên hiệu suất thấp, còn bơm cánh gạt kép thực hiện được cả hút và đẩy nên tạo ra hiệu suất cao, phạm vi làm việc nhỏ điều chỉnh mở rộng được, kết cấu đơn giản, dễ chế tạo cho áp suất và lưu lượng lớn.

Từ các thông số tính toán và phân tích trên, chọn loại bơm cánh gạt kép với áp suất 30 (bar), lưu lượng 10 (l/ph) sẽ đảm bảo lưu lượng, áp suất và yêu cầu làm việc hiệu suất cao nhất.

6. Kết luận

- Nghiên cứu này xây dựng được nguyên lý (Hình 1) có hệ thống thủy lực định vị và kẹp chặt phục vụ quá trình cắt của máy cắt ống thép D45. Bên cạnh đó cũng luận giải một số tính năng cơ bản khi sử dụng máy như cách thay đổi góc α tạo ra các góc cắt khác nhau phù hợp yêu cầu kỹ thuật, biên dạng lát cắt phụ thuộc vào biên dạng dao, sử dụng hai xilanh có thể tích như nhau nhằm đảm bảo tính lắp lẫn.

- Nghiên cứu này xác định được lực cắt, xác định các thông số cho xilanh cắt và kẹp chặt phôi. Đồng thời cũng chỉ ra các tổn thất của hệ thống thủy lực theo hiệu suất cơ khí và hiệu suất thể tích để từ đó ta có cách xác định chính xác công suất động cơ cần sử dụng cho bơm nhằm nâng cao tổng hiệu suất cho máy cắt ống thép D45.

- Kết quả nghiên cứu có thể cung cấp dữ liệu công nghệ quan trọng cho công tác thiết kế thiết bị máy cắt ống thủy lực có đường kính khác theo yêu cầu người sử dụng.

TÀI LIỆU THAM KHẢO/ REFERENCES

[1] H. Li, R. Wang, D. Yang, W. Zhou, and L. Li, "Determination of rotary cutting depth on steel pipes with the abrasive water jet technique," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 225, no. 7, pp. 1626-1637, 2011.

[2] A. K. Dubey and V. Yadava, "Laser beam machining—A review," *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 48, no. 6, pp. 609-628, 2008.

[3] C. L. Wang, T. Yuan, C. L. Dong, and F. W. Zhan, "Design of Plasma Cutting Tracking Device for Spiral SAW Pipe," *Advanced Materials Research*, vol. 291, pp. 2846-2850, 2011.

[4] Z. Wang, B. Zhang, L. Q. Wang, and D. Xu, "Research on experimentation of diamond wire saw cutting compound pipes underwater," *Materials Science Forum*, vol. 626, pp. 303-308, 2009.

[5] J. Yi, Y. Qian, Z. Shang, Z. Yan, and Y. Jiao, "Structure Analysis of Planetary Pipe Cutting Machine Based on ANSYS," *Procedia engineering*, vol. 174, pp. 1283-1288, 2017.

[6] K. N. Trinh, *Design of metal cutting knives*. Science and Technology Publishing House, 2002.

[7] T. S. Tran and T. K. L. Tran, *Pneumatic and Hydraulic.* Science and Technology Publishing House, 2010.

[8] D. L. Nguyen, V. T. Le, D. T. Ninh, and X. V. Tran, *Technology handbook for manufacturing machines*, vol. 1, vol. 2, Science and Technology Publishing House, 2006.

[9] T. H. Phan, *Hydraulic Drive and Control Facility*. Science and Technology Publishing House, 2010.

[10] V. H. Nguyen, *Mechanism of Interaction Mechanism - Electrical, Water – Gas*. Construction Publishing House, 2016.