



MỤC LỤC

MỤC LỤC.....	1
Lời mở đầu	2
CHƯƠNG I: TỔNG QUAN VỀ KẾT CẤU VÀ HỆ THỐNG DẪN ĐỘNG CỦA MÁY CNC	3
A. KHÁI NIỆM VỀ MÁY CNC	3
B. KẾT CẤU MÁY CNC:.....	4
I. PHẦN CHẤP HÀNH.....	4
II. KẾT CẤU PHẦN ĐIỀU KHIỂN	8
CHƯƠNG II: TÍNH TOÁN CHỌN THIẾT BỊ DẪN ĐỘNG HỆ BÀN MÁY CNC	11
❖ KẾT CẤU BỘ TRUYỀN VITME ĐAI ỐC BI.....	11
I. TÍNH TOÁN LỰA CHỌN CỤM TRỤC VIT ME BI TRỤC Y	13
1. Các thông số đầu vào	13
2. Bước vít me(l).....	13
3. Lực cắt chính của máy(F _m)	13
4. Tính toán lựa chọn trục vít , ổ lăn cho bàn máy di chuyển theo trục Y	14
II. TÍNH TOÁN LỰA CHỌN CỤM VÍT ME BI TRỤC Z.....	27
1. Các thông số đầu vào	27
2. Bước vít me (l).....	28
3. Lực cắt chính của máy.....	28
4. Tính toán lựa chọn trục vít , ổ lăn cho bàn máy di chuyển theo trục Z	29
III. TÍNH TOÁN RAY DẪN HƯỚNG.....	42
1. Cơ sở tính toán.....	43
2. Tính toán ray dẫn hướng bàn Y.....	53
3. Tính toán ray dẫn hướng bàn Z.....	59
Kết luận.....	65
Tài liệu tham khảo	66



Lời mở đầu

Trong giai đoạn phát triển đi lên theo hướng hiện đại hóa, công nghiệp hóa sản xuất của đất nước ta hiện nay, thì việc sử dụng các loại máy móc hiện đại thay thế sức lao động của con người là xu hướng tất yếu để tăng năng suất lao động, tạo được nhiều sản phẩm chất lượng cao phục vụ cuộc sống, giải phóng sức lao động con người.

Trong công nghiệp để tạo ra các sản phẩm có chất lượng tốt, độ bền cao, mẫu mã đẹp và đảm bảo tiêu chuẩn, phục vụ nhu cầu cuộc sống, phát triển kinh tế thì cần phải có hệ thống sản xuất tự động bao gồm nhiều loại máy móc công nghiệp hiện đại khác nhau.

Máy CNC (computer numerical controlled) là những công cụ gia công kim loại tinh tế có thể tạo ra những chi tiết phức tạp theo yêu cầu của công nghệ hiện đại. Phát triển nhanh chóng với những tiến bộ trong máy tính, ta có thể bắt gặp CNC dưới dạng máy tiện, máy phay, máy cắt laze, máy cắt tia nước có hạt mài, máy đột dập và nhiều công cụ công nghiệp khác. Thuật ngữ CNC liên quan đến một nhóm máy móc lớn sử dụng logic máy tính để điều khiển các chuyển động và thực hiện quá trình gia công kim loại. Bài viết này sẽ thảo luận hai loại máy phổ biến nhất trên thị trường hiện nay là máy tiện và máy phay.

Sự tiến bộ trong máy tính và trí thông minh nhân tạo sẽ làm cho những chiếc máy CNC tương lai nhanh hơn và dễ vận hành hơn. Tất nhiên, giá của những chiếc máy như vậy chắc chắn sẽ không rẻ và có thể vượt quá tầm với của nhiều công ty. Tuy nhiên, nó sẽ đưa giá của những máy CNC cơ bản thực hiện những chuyển động 3 trục ban đầu xuống một mức độ nhất định.

Các loại máy CNC sẽ có một tương lai bùng nổ mạnh mẽ. Một ý tưởng đang được phát triển là một chiếc máy có trục chính được treo lên bởi sáu thanh giằng vít me bi lồng vào nhau. Chuyển động của trục chính được điều khiển bởi một máy tính phức tạp có khả năng thực hiện hàng triệu phép tính để đảm bảo đường mức chi tiết chính xác

Đồ án này trình bày về quá trình tính toán thiết kế hệ thống dẫn hướng cho gia công dưới sự di chuyển của 3 trục chính.

Nhiệm vụ chính:

Tính chọn : Vít me bi ,cụm ổ đỡ , động cơ , ray dẫn hướng.



CHƯƠNG I: TỔNG QUAN VỀ KẾT CẤU VÀ HỆ THỐNG DẪN ĐỘNG CỦA MÁY CNC

A. KHÁI NIỆM VỀ MÁY CNC

CNC viết tắt cho *Computer(ized) Numerical(ly) Control(led)* (điều khiển bằng máy tính) – đề cập đến việc điều khiển bằng máy tính các máy móc khác với mục đích sản xuất(có tính lặp lại) các bộ phận kim khí(hay các vật liệu khác) phức tạp, bằng cách sử dụng các chương trình viết bằng ký hiệu chuyên biệt theo tiêu chuẩn EIA-274-D, thường gọi mã G. CNC được phát triển cuối thập niên 1940 đầu thập niên 1950 ở trong phòng thí nghiệm Servomechanism của trường MIT.

Sự xuất hiện của các máy CNC đã nhanh chóng thay đổi việc sản xuất công nghiệp. Các đường cong được thực hiện dễ dàng như đường thẳng, các cấu trúc phức tạp 3 chiều cũng dễ dàng thực hiện, và một lượng lớn các thao tác do con người thực hiện được giảm thiểu. Việc gia tăng tự động hóa trong quá trình sản xuất với máy CNC tạo nên sự phát triển đáng kể về chính xác và chất lượng. Kỹ thuật tự động của CNC giảm thiểu các sai sót và giúp người thao tác có thời gian cho các công việc khác. Ngoài ra còn cho phép linh hoạt trong thao tác các sản phẩm và thời gian cần thiết cho thay đổi máy móc để sản xuất các linh kiện khác. Trong môi trường sản xuất, một loạt các máy CNC kết hợp thành một tổ hợp, gọi là *cell*, để có thể làm nhiều thao tác trên một bộ phận. Máy CNC ngày nay được điều khiển trực tiếp từ các bản vẽ do phần mềm CAM, vì thế một bộ phận hay lắp ráp có thể trực tiếp từ thiết kế sang sản xuất mà không cần các bản vẽ in của từng chi tiết. Có thể nói CNC là các phân đoạn của các hệ thống robot công nghiệp, tức là chúng được thiết kế để thực hiện nhiều thao tác sản xuất (trong tầm giới hạn).

Các loại máy tiện CNC phổ biến hiện nay gồm có:

- Máy tiện CNC
- Máy phay CNC
- Máy khoan tia lửa điện CNC
- Máy cắt dây, độn đập CNC

Ưu điểm của máy CNC:

So với các máy công cụ thường dùng, máy CNC có nhiều ưu việt hơn, thể hiện ở các điểm sau:

- Gia công được nhiều chi tiết phức tạp hơn.
- Quy hoạch thời gian sản xuất tốt hơn.
- Thời gian lưu thông ngắn hơn do tập trung nguyên công cao hơn và giảm thời gian phụ.

- Tính linh hoạt cao hơn.

- Độ lớn loạt tối ưu nhỏ hơn.



- Chi phí kiểm tra giảm.
- Chi phí do phế phẩm giảm.
- Hoạt động liên tục nhiều ca sản xuất.
- Giảm số nhân công.
- Hiệu suất cao.
- Tăng năng lực sản xuất.

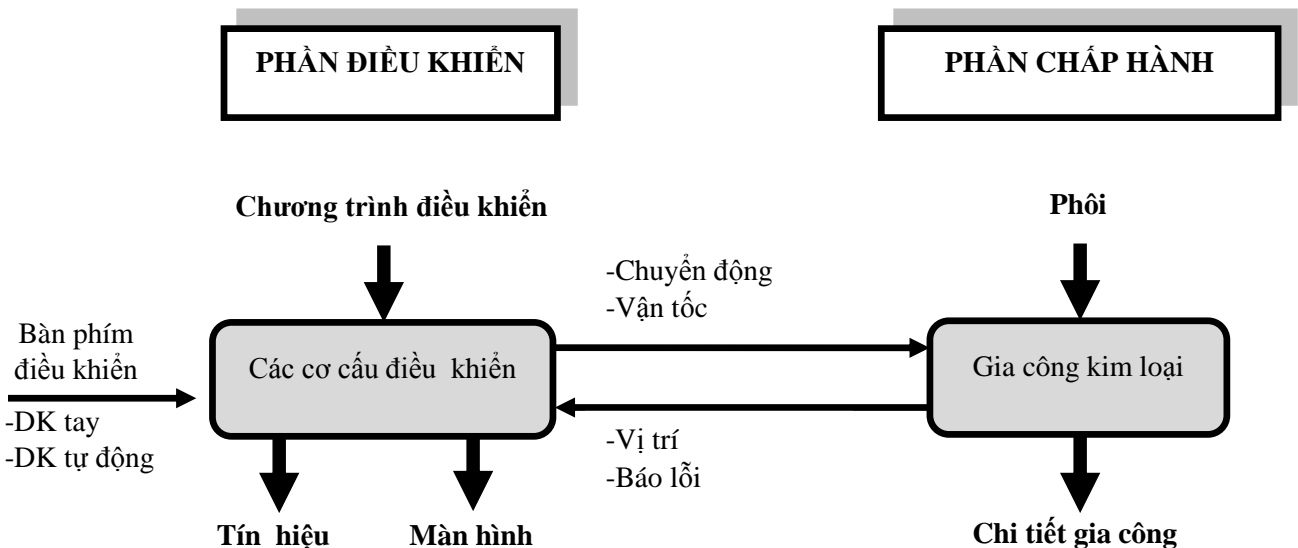
B. KẾT CẤU MÁY CNC:

Gồm 2 phần chính đó là:

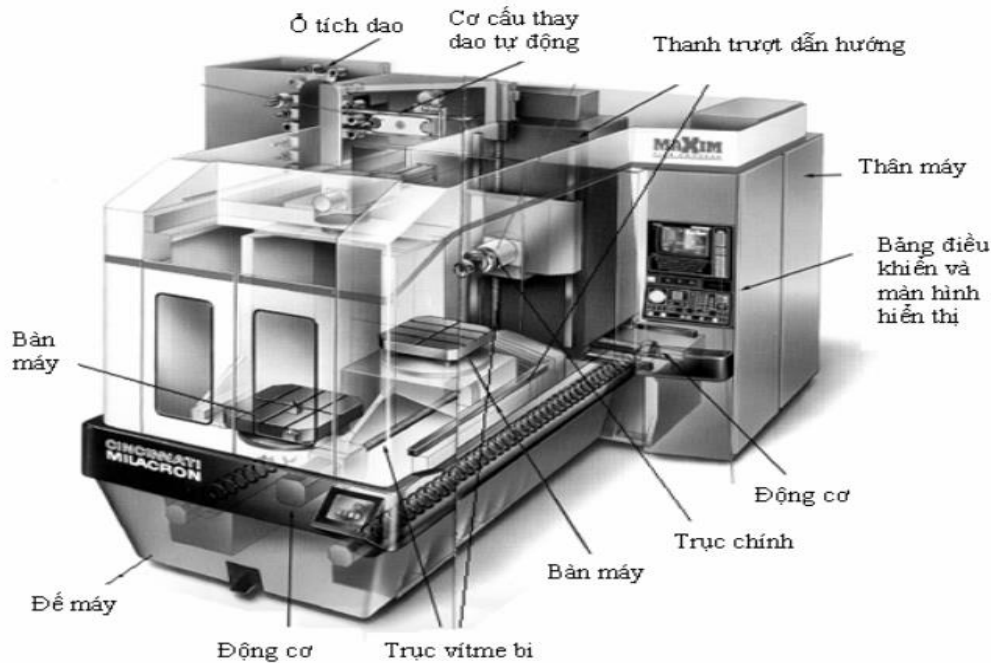
+ Phần chấp hành: Đế máy, thân máy, bàn máy, bàn xoay, trục vít me bi, ổ tích dụng cụ, cụm trục chính và băng dẫn hướng.

+ Phần điều khiển: các loại động cơ, các hệ thống điều khiển và máy tính trung tâm.

Mô hình khái quát của một máy CNC:



I. PHẦN CHẤP HÀNH



1. Thân máy và đế máy

Thường được chế tạo bằng các chi tiết gang vì gang có độ bền nén cao gấp 10 lần so với thép và đều được kiểm tra sau khi đúc để đảm bảo không có khuyết tật đúc.

Bên trong thân máy chứa hệ thống điều khiển, động cơ của trục chính và rất nhiều hệ thống khác.

Yêu cầu:

- Phải có độ cứng vững cao.
- Phải có các thiết bị chống rung động.
- Phải có độ ổn định nhiệt.

Mục đích:

- Phải đảm bảo độ chính xác gia công.
- Đế máy để đỡ toàn bộ máy tạo sự ổn định và cân bằng cho máy.

2. Bàn máy:

Bàn máy là nơi để gá đặt chi tiết gia công hay đồ gá. Nhờ có sự chuyển động linh hoạt và chính xác của bàn máy mà khả năng gia công của máy CNC được tăng lên rất cao, có khả năng gia công được những chi tiết có biên dạng phức tạp.

Đa số trên các máy CNC hay trung tâm gia công hiện đại thì bàn máy đều là dạng bàn máy xoay được, nó có ý nghĩa như trục thứ 4, thứ 5 của máy. Nó làm tăng tính vạn năng cho máy CNC.

Yêu cầu của bàn máy:

Phải có độ ổn định, cứng vững, được điều khiển chuyển động một cách chính xác.

3. Cụm trục chính:

Là nơi lắp dụng cụ, chuyển động quay của trục chính sẽ sinh ra lực cắt để cắt gọt phôi trong quá trình gia công.



- Nguồn động lực điều khiển trục chính: Trục chính được điều khiển bởi các động cơ. Thường sử dụng động cơ Servo theo chế độ vòng lặp kín, bằng công nghệ số để tạo ra tốc độ điều khiển chính xác và hiệu quả cao dưới chế độ tải nặng.

Hệ thống điều khiển chính xác góc giữa phần quay và phần tĩnh của động cơ trục chính để tăng momen xoắn và gia tốc nhanh. Hệ thống điều khiển này cho phép người sử dụng có thể tăng tốc độ của trục chính lên rất nhanh.

- Các dạng điều khiển trục chính.



Điều khiển Đai

- Truyền động từ động cơ tới trục chính thông qua dây đai.
- Sự kết hợp tốt giữa momen và tốc độ tạo ra nhiều sự lựa chọn cho chế độ làm việc của máy.

Điều khiển trực tiếp

- Ưu điểm chính là nó có thể cải thiện được tốc độ trục chính lên đến 12000v/p
- Tạo ra quá trình làm việc êm

Điều khiển Bánh răng

- Nó có khả năng duy trì tốc độ 10000v/p ở chế độ tải nặng

4. Băng dẫn hướng

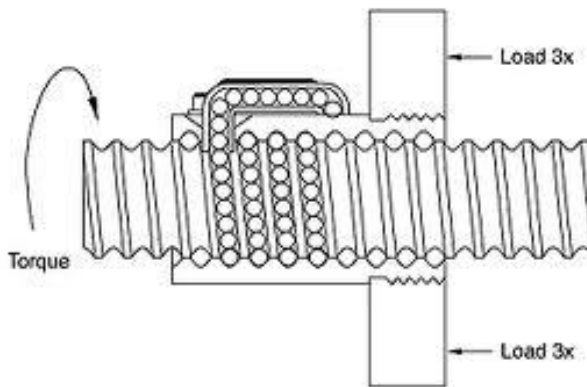
Hệ thống thanh trượt dẫn hướng có nhiệm vụ dẫn hướng cho các chuyển động của ban theo X,Y và chuyển động theo trục Z của trục chính.

Yêu cầu của hệ thống thanh trượt phải thẳng, có khả năng tải cao độ cứng vững tốt, không có hiện tượng dính, trơn khi trượt.



5. Trục vít me, đai ốc

Trong máy công cụ điều khiển số người ta thường sử dụng hai dạng vít me cơ bản đó là: vít me đai ốc thường và vít me đai ốc bi:

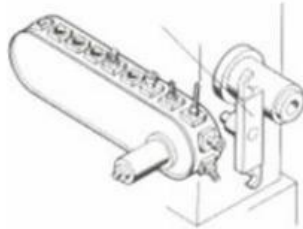


- Vít me đai ốc thường: là loại vít me và đai ốc có dạng tiếp xúc mặt
- Vít me đai ốc bi: là loại mà vít me và đai ốc có dạng tiếp xúc lăn.

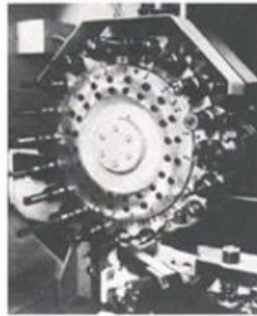
6. Ổ tích dụng cụ

Dùng để tích chứa nhiều dao phục vụ cho quá trình gia công. Nhờ có ổ tích dao mà máy CNC có thể thực hiện được nhiều nguyên công cắt gọt khác nhau liên tiếp với nhiều loại dao cắt khác nhau. Do đó quá trình gia công nhanh hơn và mang tính tự động hoá cao.

Có 3 dạng chính:



Ô tích dạng xích



Ô tích dạng đĩa



Revolver dạng sao

7. Các xích động của máy

Tất cả các đường chuyển động đến từng cơ cấu chấp hành của máy công cụ điều khiển số đều dùng những nguồn động lực riêng biệt, bởi vậy các xích động học chỉ còn 2 loại cơ bản sau:

- Xích động học tốc độ cắt gọt
- Xích động học của chuyển động chạy dao

Việc tính toán thiết kế, chế tạo được thực hiện theo modun hoá.

Thông thường các xích cắt gọt bắt đầu từ một động cơ có tốc độ thay đổi vô cấp, dẫn động trực tiếp thông qua một hộp tốc độ có từ 2 đến 3 cấp độ, nhằm khuếch đại các momen cắt đạt trị số cần thiết trên cơ sở tốc độ ban đầu của động cơ.

II. KẾT CẤU PHẦN ĐIỀU KHIỂN

1. Các cụm điều khiển chính trên máy CNC

- Cụm điều khiển máy MCU (*Machine Control Unit*)

Cụm điều khiển được hình thành trên cơ sở thiết bị điều khiển điện tử, thiết bị vào ra và các thiết bị số. Nó được coi là trái tim của máy công cụ điều khiển số CNC.

Lệnh CNC thực hiện bên trong bộ điều khiển sẽ thông báo cho mô tơ chuyển động quay đúng số vòng cần thiết → trục vít me bi quay đúng số vòng quay tương ứng → kéo theo chuyển động thẳng của bàn máy và dao.

Thiết bị phản hồi ở đầu kia của vít me bi cho phép kiểm soát kết thúc lệnh đúng khi số vòng quay cần thiết được thực hiện.

- Cụm dẫn động (*Driving Unit*)

Cụm dẫn động là tập hợp những động cơ, sensor phản hồi, phần tử điều khiển, khuếch đại và các hệ dẫn động. Trong đó, động cơ và các sensor phản hồi là thành phần đặc trưng cho máy công cụ điều khiển số CNC:

Cụm điều khiển có nhiệm vụ liên kết các chức năng để thực hiện điều khiển máy, các chức năng bao gồm:

- + Số liệu vào (Data input)
- +Xử lý số liệu (Data processing)
- + Số liệu ra (Data output)
- +Ghép nối vào (Machine I/O interface)
- +Phần cứng điều khiển: gồm 6 thành phần cơ bản
 - Máy tính CPU
 - Bộ nhớ RAM, ROM
 - Hệ thống BUS
 - Điều khiển trình tự PMC
 - Điều khiển SERVO
 - Bộ phận ghép nối

2. Các loại động cơ trên máy CNC

a. Động cơ một chiều:

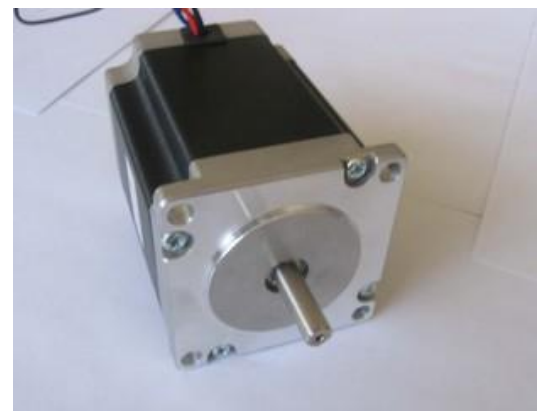
- Ưu điểm: + Momen khởi động lớn, dễ điều khiển tốc độ và chiều, giá thành rẻ.
- Nhược điểm: + Dải tốc độ điều khiển hẹp.
+ Phải có mạch nguồn riêng.

b. Động cơ xoay chiều:

- Ưu điểm: + Cấp nguồn trực tiếp từ điện lưới xoay chiều.
+ Đa dạng và phong phú về chủng loại, giá thành rẻ.
- Nhược điểm: + Phải có mạch cách ly giữa phần điều khiển và phần chấp hành để đảm bảo an toàn, momen khởi động nhỏ.
+ Mạch điều khiển tốc độ phức tạp.

c. Động cơ bước:

- Ưu điểm: + Điều khiển vị trí, tốc độ chính xác, không cần mạch phản hồi.
+ Thường được sử dụng trong các hệ thống máy CNC.
- Nhược điểm: + Giá thành cao, momen xoắn nhỏ, momen máy nhỏ.

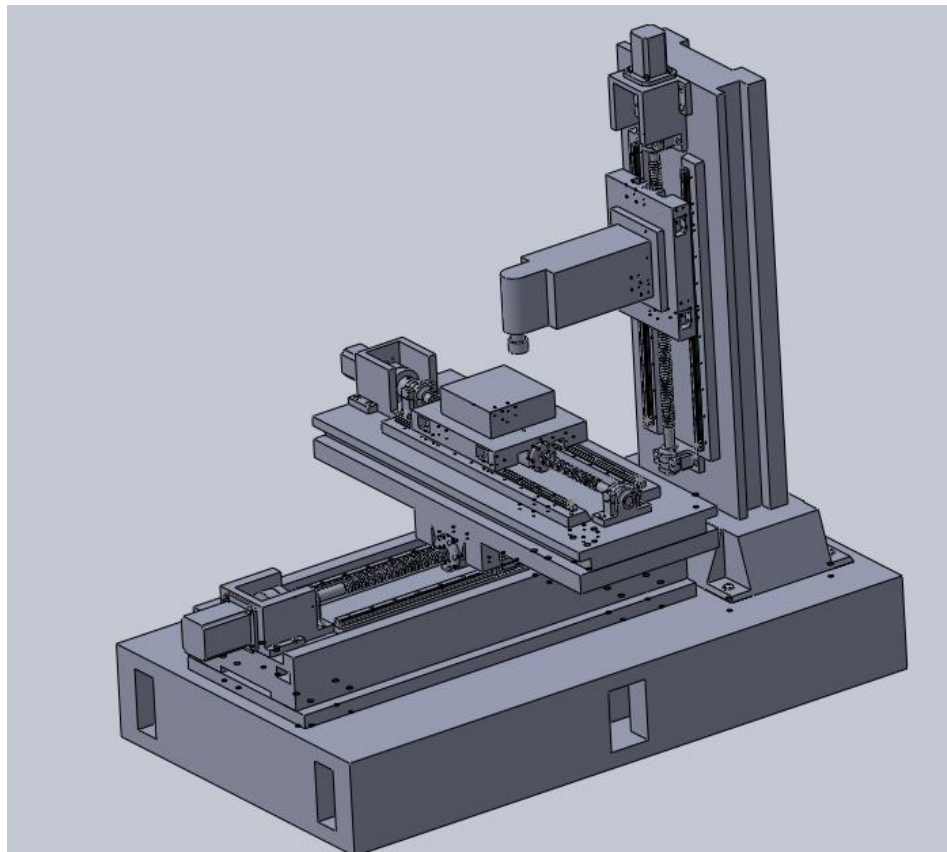


d. Động cơ servo:

Động cơ servo được thiết kế cho những hệ thống hồi tiếp vòng kín. Tín hiệu ra của động cơ được nối với một mạch điều khiển. Khi động cơ quay, vận tốc và vị trí sẽ được hồi tiếp về mạch điều khiển này. Nếu có bất kỳ lý do nào ngăn cản chuyển động quay của động cơ, cơ cấu hồi tiếp sẽ nhận thấy tín hiệu ra chưa đạt được vị trí mong muốn. Mạch điều khiển tiếp tục chỉnh sai lệch cho động cơ đạt được điểm chính xác.

Loại động cơ này có một số đặc điểm chung như sau:

- Momen quán tính nhỏ.
- Đặc điểm động học tốt.
- Thường được tích hợp sẵn cảm biến đo tốc độ hay góc quay.
- Có dải tần số công tác rộng 0÷400 Hz.



Hệ thống cơ khí trong máy phay CNC 3 trục

CHƯƠNG II: TÍNH TOÁN CHỌN THIẾT BỊ DẪN ĐỘNG HỆ BÀN MÁY CNC

Các thiết bị dẫn động có một vai trò quan trọng trong máy CNC, là nhân tố chính đảm bảo sự vận hành và gia công chính xác của máy. Việc tính toán lựa chọn các thiết bị dẫn động là một công việc bắt buộc và phức tạp với nhiều công thức cần thiết lập. Vì vậy, để thuận tiện cho công việc lựa chọn thiết bị dẫn động, trong chương này chúng ta đi xây dựng công thức tính toán và chương trình tính chọn các thiết bị dẫn động.

Nội dung chương này gồm có:

- Tính chọn vít me.
- Tính chọn block, thanh ray dẫn hướng.

Các tính toán được thực hiện theo catalog của hãng PMI.



❖ KẾT CẤU BỘ TRUYỀN VITME ĐAI ỐC BI

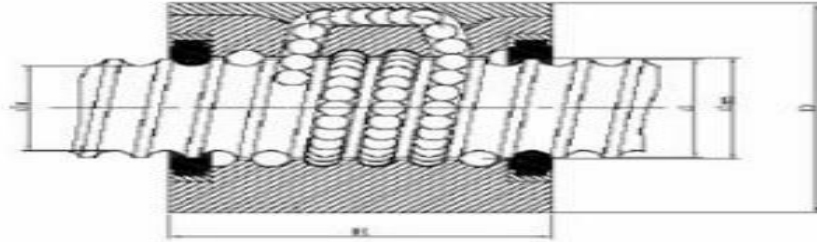
a) *Kết cấu chung:*

Bộ truyền vitme – đai ốc thường được dùng trong chuyển động chạy dao của máy công cụ NC, CNC và dùng trong các máy công cụ chính như máy mài, máy doa tốc độ và các loại máy khác. Đôi khi còn dùng trong máy tiện, máy tổ hợp, dùng trong truyền dẫn di động xà, trụ và các máy công cụ hạng nặng. Ngoài ra còn dùng trong bộ truyền chính của các loại máy có chuyển động tịnh tiến khứ hồi như máy bào giường, máy chuốt.

Các ưu điểm:

- Khắc phục độ rơ khớp ren, chịu lực kéo với kết cấu đảm bảo độ cứng vững chiều trục cao.
- Tổn thất do ma sát bé, hiệu suất bộ truyền đạt tới 0,9 so với vít me đai ốc trượt là $0,2 \div 0,4$.

- Gần như độc lập hoàn toàn với lực ma sát (biến đổi theo tốc độ), ma sát tĩnh rất bé nên chuyển động êm.



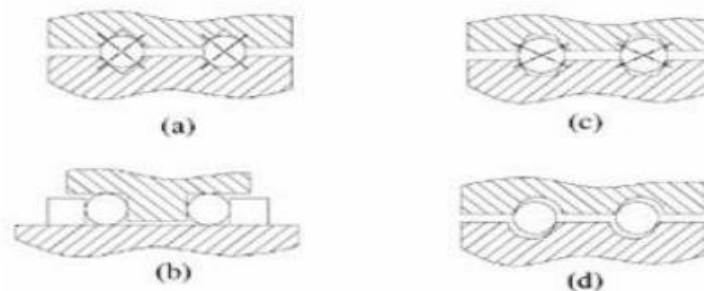
Hình 2.2. Kết cấu sơ bộ của vít me đai ốc bi

Kết cấu bộ truyền vít me - đai ốc bi hình trên bao gồm trục vít me, đai ốc, dòng bi chuyển động trong vít me - đai ốc và ống hồi bi đảm bảo dòng bi tuần hoàn liên tục.

b) Các dạng profil ren của vítme và đai ốc:

Dạng chữ nhật (hình b), dạng hình thang (hình c), dạng nửa cung tròn và dạng rãnh (dạng cung nhọn). Dạng chữ nhật và dạng profin ren hình thang có khả năng tải thấp, chỉ dùng khi máy có khả năng chịu tải trọng chiều trục bé và độ cứng vững không cao.

Dạng nửa cung tròn (hình d) được sử dụng phổ biến nhất, bán kính rãnh r_2 gần bằng bán kính viên bi R_1 sẽ giảm tối đa ứng suất tiếp xúc, có thể chọn $r_2/r_1 = 0,95 \div 0,97$, giá trị r_2/r_1 sẽ làm tổn thất do ma sát 1 cách rõ rệt. Tại góc tiếp xúc bé thì bộ truyền có độ cứng vững bé và khả năng tải bé, lực hướng kính sẽ lớn. Do tăng góc tiếp xúc thì khả năng đảo và độ cứng vững truyền động tăng và hạ thấp tổn thất do ma sát vì vậy khe hở đường kính Δd phải chọn để góc tiếp xúc đạt 45° . $\Delta d = 4.(r_2 - r_1).(1 - \cos \alpha)$.



Hình 2.3. Các dạng profin ren vít me và ổ bi

Dạng rãnh cung nhọn (a) có nhiều ưu điểm hơn loại cung tròn, nó còn cho phép truyền động không rơ hoặc chọn được độ dôi của đường kính viên bi. Còn ở dạng nửa tròn muốn khử độ rơ và tạo độ dôi đều dùng thêm đai ốc thứ hai để điều chỉnh.



I. TÍNH TOÁN LỰA CHỌN CỤM TRỤC VIT ME BI TRỤC Y

1. Các thông số đầu vào

- Loại máy CNC : Phay
- Chế độ cắt thử nghiệm tối đa SVT :
 - ✓ Phay mặt đầu
 - ✓ Dao có 8 lưỡi ($z=8$), đường kính $D=80\text{mm}$
 - ✓ Tiêu chuẩn quốc gia : JIS
 - ✓ Vật liệu SUS440C
 - ✓ Grade 4040
 - ✓ Vận tốc : $v=100\text{m/ph}$
 - ✓ Chiều sâu cắt : $t=0,8\text{mm}$
 - ✓ Lượng chạy dao phút : $F=900\text{mm/ph}$
- Khối lượng lớn nhất của chi tiết : $M=400\text{KG}$
 $\Rightarrow W=400\text{kgf}=4000\text{N}$
- Trọng lượng bàn gá trục Y : $W_y=2300\text{N}$
- Vận tốc chạy lớn nhất khi không gia công : $V1=18\text{m/ph}$
- Vận tốc chạy lớn nhất khi gia công : $V2=12\text{m/ph}$
- Gia tốc hoạt động lớn nhất của hệ thống : $a=0,5g=5\text{m/s}^2$
- Thời gian hoạt động : $L_t=25000\text{h}$ (khoảng 8,6 năm)
- Tốc độ vòng động cơ : $N_{\max}=2000\text{rpm}$
- Độ chính xác vị trí không tải : $\pm 0,03/1000\text{mm}$
- Độ chính xác lặp : $\pm 0,005\text{mm}$
- Độ lệch truyền động : $\pm 0,02\text{mm}$
- Hệ số ma sát trơn bề mặt : $\mu=0,1$

2. Bước vít me(l)

$$l \geq \frac{V_{\max}}{N_{\max}} = \frac{V1}{N_{\max}} = \frac{18000}{2000} = 9\text{mm}$$

\Rightarrow Chọn $l = 10\text{mm}$

3. Lực cắt chính của máy(F_m)

Để tìm lực cắt chính của máy ta sử dụng công cụ trên website www.coroguide.com.

- Tính toán và chọn thông số đầu vào để điền vào công cụ :

- Feed per cutting edge (F_z)- Lượng chạy dao răng

+ Tốc độ quay của động cơ quay dao :

$$n = \frac{1000v}{\pi D} = \frac{1000 \cdot 100}{\pi \cdot 80} = 397,89 \text{ (vòng/ph)}$$

+ Lượng chạy dao vòng :

$$S = \frac{F}{n} = \frac{900}{397,89} = 2,3 \text{ (mm/vòng)}$$

+ Lượng chạy dao răng :

$$F_z = S/8 = 0,28 \text{ (mm/răng)}$$

(Theo công thức trong cuốn Sổ tay CN-CTM tập 2-trang 26)

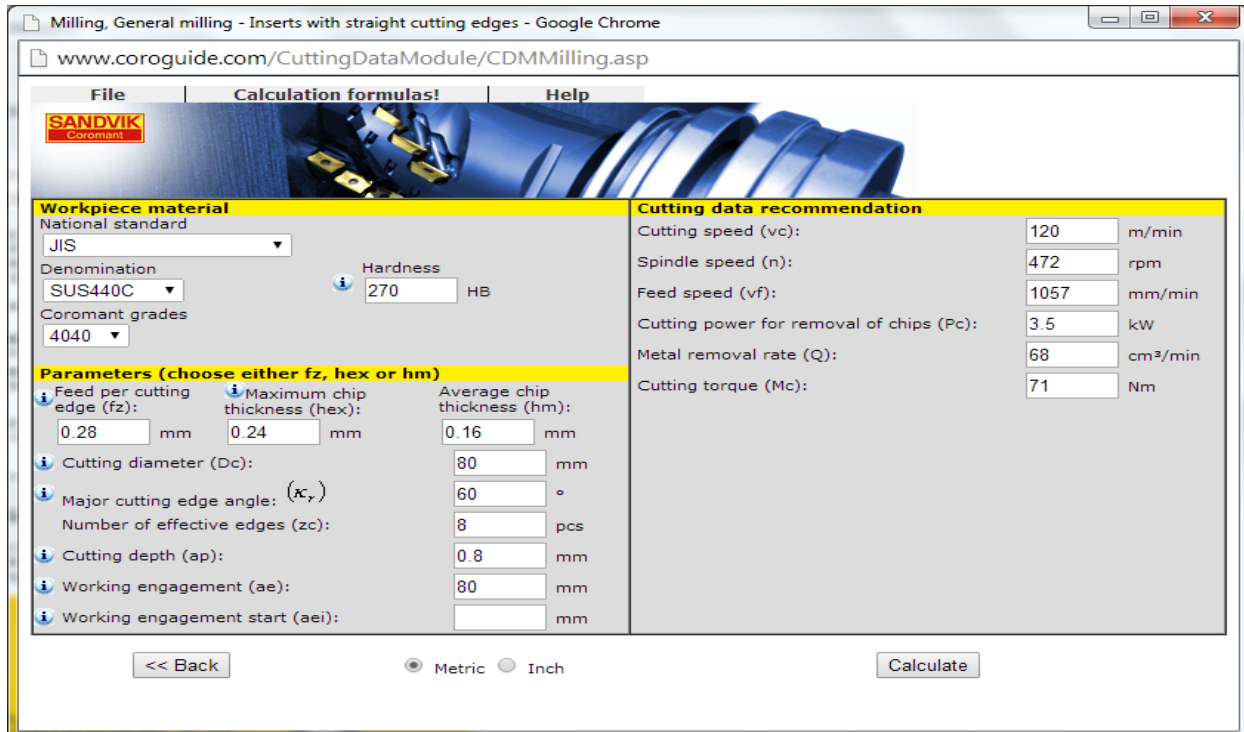
- Working engagement (ae) & working engagement start (aei)

Chọn ae & aei sao cho : $ae + aei = D_c = 80\text{mm}$

Ta chọn : $ae = 80\text{mm}$, $aei = 0$

- Major cutting edge angle (K_γ) : thường chọn $K_\gamma = 60^\circ$

Sau khi tính toán ,lựa chọn kết hợp với các thông số đề cho ta điền vào bảng của công cụ ta được kết quả như trong hình :



Workpiece material			Cutting data recommendation	
National standard	JIS		Cutting speed (vc):	120 m/min
Denomination	SUS440C		Spindle speed (n):	472 rpm
Coromant grades	4040		Feed speed (vf):	1057 mm/min
Parameters (choose either fz, hex or hm)			Cutting power for removal of chips (Pc):	3.5 kW
Feed per cutting edge (fz):	Maximum chip thickness (hex):	Average chip thickness (hm):	Metal removal rate (Q):	68 cm ³ /min
0.28 mm	0.24 mm	0.16 mm	Cutting torque (Mc):	71 Nm
Cutting diameter (Dc):	80 mm			
Major cutting edge angle: (K_γ)	60 °			
Number of effective edges (zc):	8 pcs			
Cutting depth (ap):	0.8 mm			
Working engagement (ae):	80 mm			
Working engagement start (aei):	mm			

$$M_c = 71\text{Nm} \Rightarrow F_m = 2.M_c/D_c = 2.71/0,08 = 1775\text{N} = 177,5\text{ kgf}$$

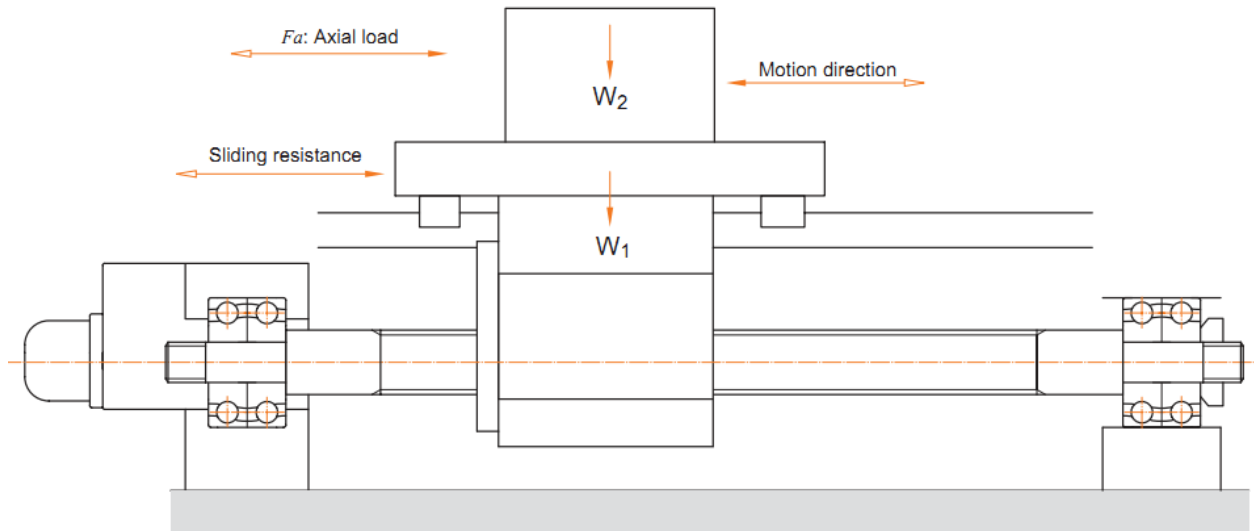
4. Tính toán lựa chọn trục vít, ổ lăn cho bàn máy di chuyển theo trục Y

4.1. Điều kiện làm việc và các thông số được tính chọn

- Điều kiện làm việc
- Lực chống trượt : $F_a = \mu . (M + W_y) = 0,1 . (4000 + 2300) = 630\text{N} = 63\text{ kgf}$
- Các thông số được tính chọn :
 - ✓ Loại ổ bi
 - ✓ Cấp chính xác
 - ✓ Độ lệch vị trí vì nhiệt
 - ✓ Mô men động cơ

4.2. Chọn trục vít ốc bi

4.2.1. Tính toán lực dọc trục



❖ Các thành phần trong công thức :

+ Lực cắt chính của máy : $F_m = 1775\text{N} = 177,5\text{ kgf}$

+ Lực cắt theo phương z (phương thẳng đứng) : $F_{mz} = 0$

+ Hệ số ma sát lăn : 0,1

+ Khối lượng tổng cộng : $m = M + W_y = 630\text{ kg}$

+ Lực chống không tải : $f = 63\text{kgf} = 630\text{ N}$

+ Gia tốc trọng trường : $g = 10\text{ m/s}^2$

❖ Tính các lực dọc trục

○ Tăng tốc (về phía sau): $F_{a1} = \mu mg + ma + f = 0,1 \cdot 630 \cdot 10 + 630 \cdot 5 + 630 = 4410\text{ N} = 441\text{ kgf}$

○ Chạy đều (về phía sau): $F_{a2} = \mu mg + f = 0,1 \cdot 630 \cdot 10 + 630 = 1260\text{ N} = 126\text{ kgf}$

○ Gia công (về phía trước): $F_{a3} = F_m + \mu(mg + F_{mz}) + f = 1775 + 0,1 \cdot (630 \cdot 10 + 0) + 630 = 3035\text{ N} = 303,5\text{ kgf}$

○ Giảm tốc (về phía trước): $F_{a4} = \mu mg - ma + f = 0,1 \cdot 630 \cdot 10 - 630 \cdot 5 + 630 = -1890\text{ N} = 189\text{ kgf}$

⇒ Lực dọc trục lớn nhất khi không gia công : $F_{1max} = 4410\text{ N} = 441\text{ kgf}$

⇒ Lực dọc trục lớn nhất khi gia công : $F_{2max} = 3035\text{ N} = 303,5\text{ kgf}$

✚ **Lực dọc trục trung bình :**

$$F_m = \sqrt[3]{\frac{\sum F_i^3 \cdot n_i \cdot t_i}{\sum n_i \cdot t_i}} = \sqrt[3]{\frac{F_{1max}^3 \cdot N_{1max} \cdot T_1 + F_{2max}^3 \cdot N_{2max} \cdot T_2}{N_{1max} \cdot T_1 + N_{2max} \cdot T_2}}$$

Trong đó:

- F_{1max}, F_{2max} : Lực dọc trục lớn nhất khi không gia công và gia công
- N_{1max}, N_{2max} : Tốc độ quay lớn nhất của trục khi không gia công và gia công



- T_1, T_2 : Thời gian máy hoạt động ở chế độ không tải và có tải

Bảng lực dọc trục và phần trăm tương ứng:

Axial load (kgf)	Rotation speed (rpm)	Time Ratio (sec or %)
$F_{1max} = 4410 \text{ N}$	1800	30
$F_{2max} = 3035 \text{ N}$	1200	70

$$F_{my} = \sqrt[3]{\frac{4410^3 \times 1800 \times 0,3 + 3035^3 \times 1200 \times 0,7}{1800 \times 0,3 + 1200 \times 0,7}} = 3698 \text{ N} = 369,8 \text{ kgf}$$

(Trong phần tính lực dọc trục trung bình này ta lấy F_i ở 2 trường hợp khi không gia công và khi gia công . Với các tỉ lệ thời gian lần lượt 30% & 70% , ta xét trong giai đoạn ổn định của máy nên N_i là như nhau tại các thời điểm .)

4.2.2. Tính toán tải trọng (C_0, C_a)

✓ *Tải trọng tĩnh :*

Các công thức tính tương ứng:

$$C_0 = f_s \cdot F_{amax}$$

Trong đó:

C_0 : tải trọng tĩnh

f_s : hệ số bền tĩnh, với máy công cụ $f_s = 1,5 - 3$ (chọn $f_s = 2$)

F_{amax} : lực dọc trục lớn nhất tác dụng lên vitme

$$C_{0x} = 2.4410 = 8820 \text{ N}$$

✓ *Tải trọng động:*

Với $l = 10 \text{ mm} \Rightarrow$ Vận tốc quay danh nghĩa là :

$$N_m = V_1/l = 18000/10 = 1800 \text{ (vòng/ph)}$$

$$\rightarrow C_a = (60 * N_m * L_t)^{1/3} * F_{ma} * f_w * 10^{-2}$$

$$= (60 * 1800 * 25000)^{1/3} * 369,8 * 1,2 * 10^{-2}$$

$$= 6179 \text{ kgf.}$$

4.2.3. Chọn kiểu bi

Nếu độ cứng cần được ưu tiên nhiều nhất, độ hao phí chuyển động không quá quan trọng, theo đó các thông số kích thước sẽ được chọn là :

+ Ổ bi loại lưu chuyển : bi bên ngoài

+ Kiểu : FDWC

+ Số dòng lưu chuyển : B × 3

4.2.4. Chọn bán kính trục vít

L = tổng chiều dài di chuyển max + chiều dài đai ốc, ổ bi/2 + chiều dài vùng thoát = 1000 + 100 + 200 = 1300mm

Kiểu ổ bi là lắp chặt ở cả hai đầu -> f = 21,9

Chọn tốc độ quay cho động cơ khoảng 80% so với tốc độ quay giới hạn nên ta có :

n = 80%. N_{max} = 80%. 2000 = 1600 vòng/ph.

⇒ Bán kính trục vít :

$$dr = \frac{nL^2}{f} \cdot 10^{-7} = \frac{1600 \cdot 1300^2}{21,9} \cdot 10^{-7} = 12,35\text{mm}$$

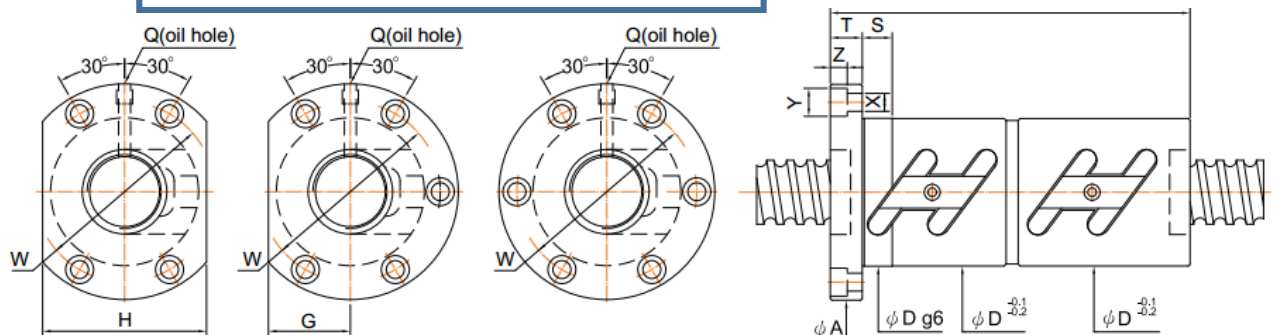
4.2.5. Chọn series

Từ các tính toán trên ta chọn series :

Loại trục vít me : 45-10B3-FDWC

Đường kính trục : 45 mm

Bước vít : 10mm



Screw size	Effecti ve turns circuit xrow	Ball DIA.	BASIC RATE LOAD(kgf)		Nut	Flange					Fit	Bolt			Oil hole	Stiffne ss		
			Dyna mic	Static		Dg6	L	A	T	W		G	H	S			X	Y
O.D.	Lead		(1×10 ⁶ REV.)	Ca	Co													
45	6	3.969	2.5x2	2850	9870	80	123	114	15	96	48	96	15	9	14	8.5	PT1/8"	151
			2.5x3	4035	14800		159											222
	8	4.762	2.5x2	3650	11780	85	158	127	18	105	52	104	20	11	17.5	11	PT1/8"	155
			2.5x3	5175	17670		206											228
	10	6.35	2.5x2	5480	15700	88	180	132	18	110	50	100	20	11	17.5	11	PT1/8"	163
			2.5x3	7760	23550		243											239
	12	7.144	2.5x1	3550	8950	99	140	132	18	110	50	100	20	11	17.5	11	PT1/8"	85
			2.5x2	6440	17900		210											165



4.2.6. Chiều dài trục vít me

Chiều dài trục vít me sau khi chọn trục :

$$L = \text{tổng chiều dài dịch chuyển} + \text{chiều dài đai ốc} + \text{chiều dài vùng thoát} = 1000 + 243 + 200 = 1443\text{mm} \Rightarrow 1450\text{mm}$$

4.2.7. Kiểm tra sơ bộ

+ Tuổi thọ làm việc :

$$L_t = \left(\frac{Ca}{F_{my} \cdot f_w} \right)^3 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{60 \cdot N_m}$$
$$= \left(\frac{7760}{369,8 \cdot 1,2} \right)^3 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{60 \cdot 1800}$$
$$= 28255 \text{ h} > 25000\text{h}$$

+ Tốc độ quay cho phép:

$$n = f \cdot \frac{dr}{L^2} \cdot 10^7 = 21,9 \cdot \frac{45}{1450^2} \cdot 10^7 = 4687 \text{ vg/ph.}$$

4.2.8. Chọn độ chính xác dài

Độ chính xác cị trí yêu cầu là : $\pm 0,03/1000\text{mm}$

Chọn cấp chính xác với độ lệch & độ biến dạng tích lũy là :

Cấp chính xác : C4

$$E = 0,025/1250\text{mm}$$

$$E = 0,018\text{mm}$$

4.2.9. Độ dịch do thay đổi nhiệt độ (mức điều chỉnh 3°C)

+ Độ dịch do nhiệt:

$$\Delta L_\theta = \rho \cdot \theta \cdot L = 12 \cdot 10^{-6} \cdot 3 \cdot 1450 = 0,05\text{mm.}$$

+ Bán kính lõi ren của trục vít-me:

$$dr = 45 + 1,4 - 6,35 = 38,05 \text{ mm (tra trên catalog PMI)}$$

+ Lực gây ra:

$$F_\theta = \Delta L_\theta \cdot K_s = \frac{\Delta L_\theta \cdot E \cdot \pi \cdot dr^2}{4L} = \frac{0,05 \cdot 2,1 \cdot 10^4 \cdot \pi \cdot 38,05^2}{4 \cdot 1450} = 823\text{kgf}$$

4.3. Chọn động cơ cho bàn Y:

- Tốc độ vòng lớn nhất : 2000 vòng/phút
- Thời gian cần thiết để đạt tốc độ lớn nhất 0,9s (tự chọn dựa trên đồ thị dịch chuyển - hình vẽ)

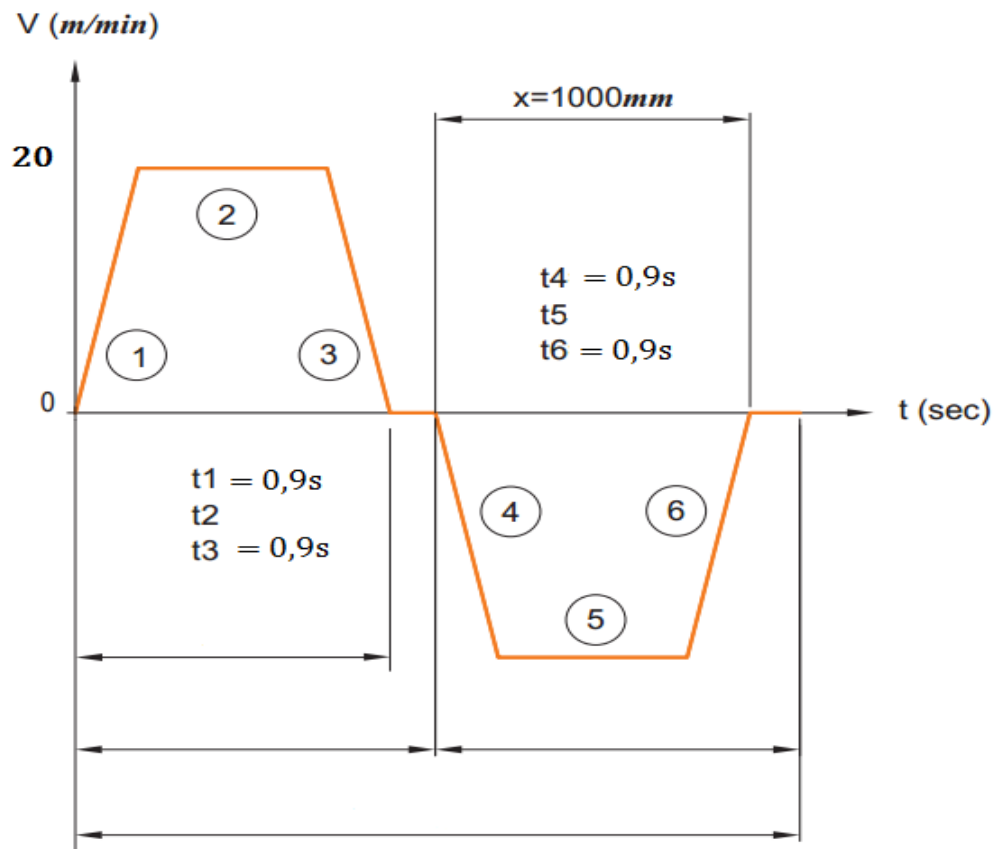


Fig.10.4 Portage apparatus v-t diagram

4.3.1. Momen quán tính khối

✓ Trên trục vít-me:

$$GD_S^2 = \frac{\pi \rho}{8} \times D^4 \times L = \frac{\pi \times 7,8 \times 10^{-3}}{8} \times 4,5^4 \times 145 = 182 (\text{kgf} \cdot \text{cm}^2)$$

✓ Trên phần dịch chuyển

$$GD_W^2 = W \left(\frac{l}{2\pi} \right)^2 = 630 \times \left(\frac{1}{2\pi} \right)^2 = 16 (\text{kgf} \cdot \text{cm}^2)$$

✓ Trên phần ghép nối

$$GD_f^2 = \frac{\rho \times \pi \times l' \times D'^4}{32} = \frac{7,8 \times 10^{-3} \times \pi \times (3D) \times (1,7D)^4}{32} \\ = \frac{7,8 \times 10^{-3} \times \pi \times (3,4,5) \times (1,7,4,5)^4}{32} = 35,4 (\text{kgf} \cdot \text{cm}^2)$$

D là đường kính trục vít, l' là chiều dài nối trục

✓ Tổng mô men quán tính

$$GD_L^2 = GD_S^2 + GD_W^2 + GD_f^2 = 182 + 16 + 35,4 = 233,4 (\text{kgf} \cdot \text{cm}^2)$$



4.3.2. Mô men phát động

Thời gian dành cho quá trình có gia tốc là rất ngắn, do đó ở đây ta chỉ tính toán cho giai đoạn chạy đều (chiếm phần lớn thời gian gia công)

✓ Mô men đặt trước :

$$T_P = k \times \frac{F_{a0} \times l}{2\pi} = 0,3 \times \frac{147 \times 1}{2\pi} = 7(kgf.cm)$$

Trong đó : $k = 0,3$; $F_{a0} = F_{max}/3 = 441/3 = 147kgf$

✓ Mô men do lực ma sát

$$T_C = \frac{F_{amax} \times l}{2\pi \times \eta} = \frac{441 \times 1}{2\pi \times 0,9} = 78(kgf.cm)$$

✓ Do đó, momen phát động cần thiết bằng tổng momen đặt trước và momen cần thiết khi gia công:

$$T_L = T_P + T_C = 78 + 7 = 85(kgf.cm)$$

4.3.3. Chọn động cơ

Chọn động cơ servo để điều khiển quỹ đạo chuyển động theo trục Oy

Các dữ liệu cho tính chọn động cơ :

- Chọn vit-me có bước $h = 10mm$
- Hệ số ma sát trượt giữa thép và gang ta chọn $\mu = 0,12$
- Gia tốc trọng trường $g = 10 m/s^2$
- Khối lượng của phần đầu dịch chuyển là $m = 630 kg$
- Góc nghiêng của trục $\alpha = 0^\circ$.
- Tỷ số truyền giảm tốc $i = 1$. (Do chọn phương án động cơ nối trực tiếp với vit-me không qua hộp giảm tốc)

- Hiệu suất của máy chọn $\eta = 0,9$.
- Lực cắt lớn nhất $F_m = 1775N = 177,5 kgf$
- Tốc độ quay lớn nhất của động cơ 2000 vg/ph

✓ Tính mô men ma sát :

$$M_{fric} = \frac{m.g.\mu.h.\cos\alpha}{2.\pi.i.\eta} = \frac{630.10.0,12.0,01.\cos(0)}{2.\pi.1.0,9} = 1,3N.m$$

✓ Tính mô men chống trọng lực của kết cấu

$$M_{wz} = \frac{m \times g \times \mu \times h \times \sin\alpha}{2 \times \pi \times i \times \eta} = 0$$

Vì cơ cấu nằm ngang nên $\alpha = 0$ hay $M_{wz} = 0$

✓ Tính vận tốc dài

Với đường kính trục vít được chọn là 45mm, ta có :

$$v_{max} = \frac{\pi \times D \times n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 45 \times 2000}{60 \times 1000} = 4,7 m/s$$

✓ Tính mô men máy



$$M_{mach} = \frac{h \times F_m}{2\pi \times i \times \eta \cdot v_{max}} = \frac{0,01 \times 1775}{2\pi \times 1 \times 0,9 \times 4,7} = 0,7 \text{ N.m}$$

✓ Tính mô men tĩnh

$$M_{stat} = M_{fric} + M_{wz} + M_{mach} = 1,3 + 0 + 0,7 = 2 \text{ N.m}$$

✓ Tính tốc độ quay của motor :

$$n_{noml} = \frac{v_{max} \times i}{h} = \frac{4,7.1}{0,01} = 470 \text{ (vg/ph)}$$

⇒ Dựa vào mô men tĩnh của động cơ và tốc độ của motor, t chọn loại động cơ AM 1400C của hãng ANILAM – www.anilam.com có momen khởi động là 13 N.m và tốc độ quay lớn nhất là 2000rpm như hình dưới :

Điều kiện : $n_{motor} \geq n_{noml}$

$M_{motor} \geq M_{stat}$

Model Number	Stall Torque (100 K)	Rated Speed	P/N
AM 1400C	13.0 Nm	2000 rpm	34100420

Table 7-30, AM 1400C Series - Specifications ($n_N=2000$ rpm)

	AM 1400C (Without Brake)	AM 1400CB (With Brake)
P/N	34100420	34100421
Rated Voltage U_N	305 V	
Rated Power Output P_N	2.3 kW	
Rated Speed n_N	2000 rpm	
Rated Torque (100 K) ^{***1} M_N	11.0 Nm	
Rated Current (100 K) ^{***1} I_N	6.0 A	
Stall Torque (100 K) ^{***1} M_O	13.0 Nm	
Stall Current (100 K) ^{***1} I_O	7.2 A	
Maximum Current (for ≤ 200 ms) I_{max}	30.0 A	
Maximum Torque (for ≤ 200 ms) M_{max}	43.5 Nm	
Pole Pairs PZ	4	
Weight m	<u>30.86 lb</u> 14.00 kg	<u>32.19 lb</u> 14.60 kg
Rotor Inertia J	43.00 kgcm ²	43.60 kgcm ²
Rated Voltage for Brake U_{Br}		24 VDC
Rated Current for Brake I_{Br}		0.7 A
Holding Torque for Brake M_{Br}		11.0 Nm

(100K) ^{***1} 100 K is the temperature difference in Kelvin's between the ambient temperature and the motor temperature.



4.3.4. Kiểm tra thời gian cần thiết để đạt được vận tốc cực đại

Thời gian cần thiết để đạt được vận tốc cực đại là :

$$t_a = \frac{J}{T'_M - T_L} \times \frac{2\pi N}{60} \times f$$

Trong đó : J là tổng mô men quán tính. (Momen tính toán + momen cho bởi động cơ - Rotor Inertia J)

$$T'_M = 2. T_M \quad , (T_M > T_1)$$

T_L là mô men quay

f là hệ số an toàn (chọn theo kiểu ổ lắp)

Thay số vào ta được :

$$t_a = \frac{(233,4+43).10^{-4}}{2.11-85.10.10^{-2}} \times \frac{2\pi.2000}{60} \times 1,2 = 0,5 < 0,9s \Rightarrow \text{thoã mãn}$$

4.3.5. Tính toán ứng suất tác dụng lên trục vít

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F_{max}}{\pi dr^2 / 4} = \frac{4410 \times 4}{\pi \times 38,05^2} = 3,88 \left(\frac{N}{mm^2} \right) = 3,88 \times 10^6 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

$$T_{max} = T_L = 85kgf.cm = 8500N.mm$$

$$J = \frac{\pi dr^4}{32} = \frac{\pi \times 38,05^4}{32} = 205787mm^4$$

$$\tau = \frac{T_{max} \times r}{J} = \frac{8500 \times 22,5}{205787} = 0,93 \left(\frac{N}{mm^2} \right) = 0,93 \times 10^6 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

$$\sigma_{max} = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2} = 3,99 \times 10^6 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

4.4. Tính tải trọng tới hạn của trục vít

$$P = \alpha \frac{\pi^2 NEI}{L^2} = m \frac{dr^4}{L^2} \times 10^3 = 20,3. \frac{38,05^4}{1450^2} \times 10^3 = 20239kgf \gg F_{max} = 441kgf$$

=> Do vậy , trục vít-me đảm bảo an toàn

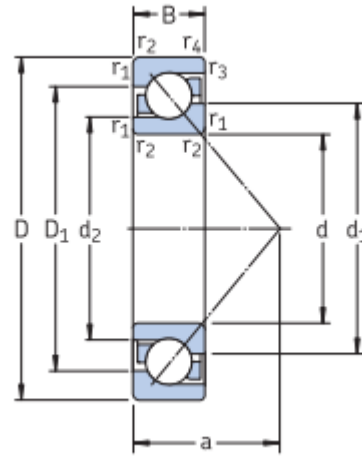
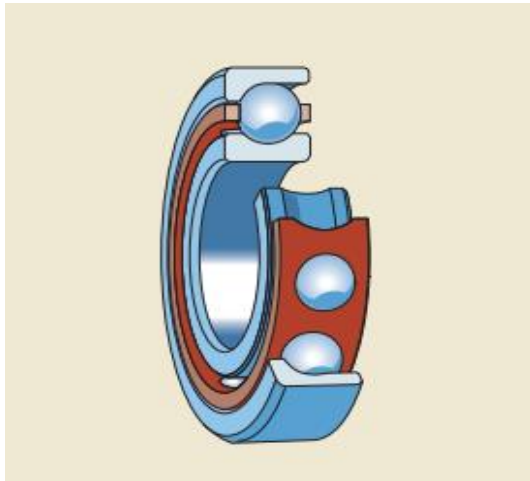
4.5. Tính chọn cụm ổ lăn, khớp nối

4.5.1. Cụm ổ lăn

a. Chọn ổ lăn

Trong cơ cấu bàn Y tải trọng chủ yếu tác động lên 2 ray dẫn hướng, do đó mà lực tác dụng theo phương vuông lên cơ cấu trục vít me là không đáng kể hay nói cách khác khi tính toán đến ổ lăn trục vítme chỉ để ý đến lực dọc trục tác dụng lên trục vít me. Tuy nhiên trong quá trình hoạt động xảy ra hiện tượng rung trong cơ cấu, do đó yếu tố định tâm cũng quan trọng, do vậy

=> chọn ổ đỡ chặn 1 dãy cho trường hợp này



- Tính toán khả năng tải động:

$$C = Q \cdot L^{\frac{1}{m}}$$

- Tính toán khả năng tải tĩnh:

$$C_0 = Q_0 \cdot L^{\frac{1}{m}}$$

Trong đó:

$m = 3$ đối với ổ bi $m = 10/3$ với ổ đĩa.

L : tuổi thọ của ổ lăn được tính theo công thức:

$$L = 60 \cdot 10^{-6} \cdot n \cdot L_h = 60 \cdot 10^{-6} \cdot 1800 \cdot 25000 = 2700 (\text{triệu vòng})$$

Q : tải trọng động của ổ lăn được tính:

$$Q = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_d \cdot K_t$$

Q_0 : tải trọng tĩnh của ổ lăn được tính:

$$Q_0 = (X_0 \cdot V \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a) \cdot K_d \cdot K_t$$

$K_d = 1,1$ (chịu va đập nhẹ, chịu tải ngắn hạn và tới 125% so với tải trọng tính toán: máy cắt kim loại, động cơ công suất nhỏ và trung bình)

$K_t = 1$ (nhiệt độ $< 105^\circ\text{C}$)

Ta có :

$$m = W_y + M = 230 + 400 = 630 \text{ (kgf)}$$

Lực dọc trục trung bình: $F_m = 3698\text{N}$

Xét trường hợp bàn Y chạy về phía ổ bi C,D

Lực tác dụng lên ổ A, B, C, D:

$$R_A = R_B = R_C = R_D = m.g/4 = 630.10/4 = 1575 \text{ N}$$

Dựa vào đường kính trục vítme và tốc độ quay của động cơ ta chọn sơ bộ thông số của ổ lăn mã 7308 BEP theo hãng SKF (www.skf.com) như sau :

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	dynamic C	static C ₀	P _U	Reference speed	Limiting speed	kg	* SKF Explorer bearing
mm			kN		kN	r/min			-
40	90	23	46,2	30,5	1,13	9000	9000	0,61	7308 BEP

Calculation factors

- k_r 0,1
- k_a 1,6
- e 1,14
- X 0,35
- Y 0,57
- Y₀ 0,26

Khả năng tải động: C_r = 46,2 kN

Khả năng tải tĩnh: C_{or} = 30,5 kN

Nội lực dọc trục F_{si} của 4 ổ là như nhau:

$$F_{si} = e.R_i = 1.14.1575 = 1795,5 \text{ N}$$

Lực dọc trục tác dụng lên các ổ bi:

$$\text{- với ổ A: } \sum \overline{F_{aA}} = \overline{F_{SA}} + \overline{F_{ma}}/2 = -1795,5 + 3698/2 = 54 \text{ N}$$

$$\text{suy ra: } F_{aA} = 1795,5 \text{ N}$$

$$\text{- với ổ B: } \sum \overline{F_{aB}} = \overline{F_{SB}} + \overline{F_{ma}}/2 = 1795,5 + 3698/2 = 3644 \text{ N}$$

$$\text{suy ra: } F_{aB} = 3644 \text{ N}$$

$$\text{với ổ C: } \sum \overline{F_{aC}} = \overline{F_{SC}} + \overline{F_{ma}}/2 = -1795,5 + 3698/2 = 54 \text{ N}$$

$$\text{suy ra: } F_{aC} = 1795,5 \text{ N}$$

$$\text{- với ổ D: } \sum \overline{F_{aD}} = \overline{F_{SD}} + \overline{F_{ma}}/2 = 1795,5 + 3698/2 = 3644 \text{ N}$$

$$\text{suy ra: } F_{aD} = 3644 \text{ N}$$

$$F_a = \max(F_{aA}, F_{aB}, F_{aC}, F_{aD}) = 3644 \text{ N}$$

Kiểm tra :



Mặt khác :

$$\frac{F_{amax}}{V \cdot R_B} = \frac{3644}{1575} = 2,3 > 1,14$$

Từ bảng :

Contact Angle	$\frac{if_0 F_a^*}{C_{or}}$	e	Single, DT				DB or DF			
			$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$	
			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
15°	0.178	0.38	1	0	0.44	1.47	1	1.65	0.72	2.39
	0.357	0.40	1	0	0.44	1.40	1	1.57	0.72	2.28
	0.714	0.43	1	0	0.44	1.30	1	1.46	0.72	2.11
	1.07	0.46	1	0	0.44	1.23	1	1.38	0.72	2.00
	1.43	0.47	1	0	0.44	1.19	1	1.34	0.72	1.93
	2.14	0.50	1	0	0.44	1.12	1	1.26	0.72	1.82
	3.57	0.55	1	0	0.44	1.02	1	1.14	0.72	1.66
5.35	0.56	1	0	0.44	1.00	1	1.12	0.72	1.63	
25°	—	0.68	1	0	0.41	0.87	1	0.92	0.67	1.41
30°	—	0.80	1	0	0.39	0.76	1	0.78	0.63	1.24
40°	—	1.14	1	0	0.35	0.57	1	0.55	0.57	0.93

*For i , use 2 for DB, DF and 1 for DT

Chọn : X = 0,35 và Y = 0,57

Tính tải trọng động:

$$Q = (0,35 \cdot 1575 + 0,57 \cdot 3644) \cdot 1,1 \cdot 1 = 2891,163N$$

Khả năng tải động:

$$C_d = 2891.163 \times 2700^{\frac{1}{3}} = 40259 N < C_r = 46,2kN$$

Tính tải trọng tĩnh:

Xác định hệ số X_0, Y_0 :

Contact Angle	Single, DT	
	X_0	Y_0
15°	0.5	0.46
25°	0.5	0.38
30°	0.5	0.33
40°	0.5	0.26

Suy ra: $X_0 = 0,5 ; Y_0 = 0,26$

Tính tải trọng tĩnh:

$$Q_0 = 0,5.1575 + 0,26.3644 = 1734,9 N$$

Khả năng tải tĩnh:

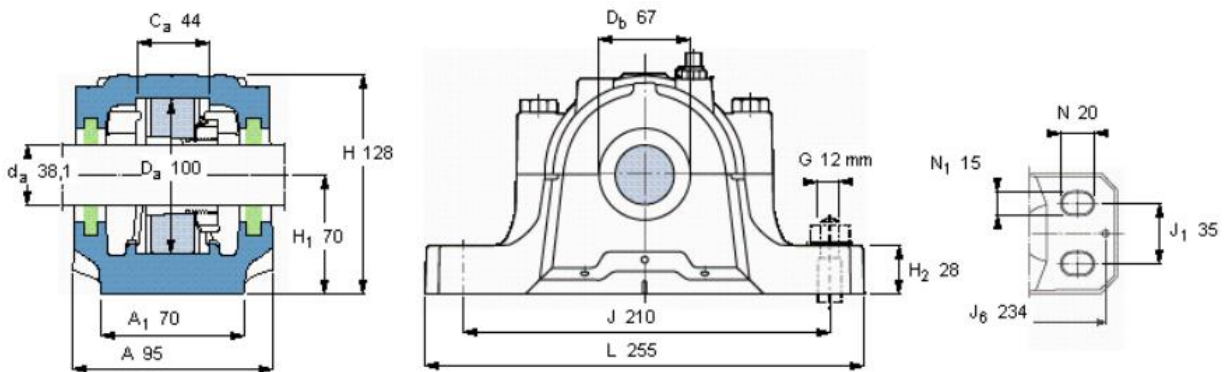
$$C_0 = 1734,9 \times 2700^{\frac{1}{3}} = 24158N < C_{0r} = 30,5kN$$

Vậy lựa chọn ổ bi phù hợp với khả năng tải

b. Chọn gối đỡ

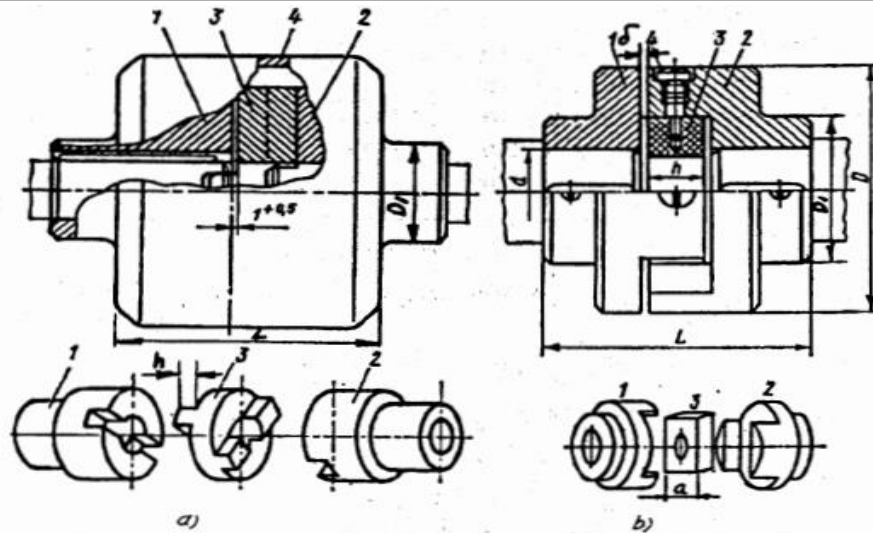
Do yêu cầu của cơ cấu cùng với sự tham khảo các nguồn tài liệu về chọn gối đỡ em chọn 2 gối đỡ đều là loại gối cố định nhằm hạn chế sự di chuyển dọc trục theo tiêu chuẩn của hãng SKF.

Với cơ sở để lựa chọn dựa trên đường kính trục vítme và tải trọng dọc trục là chính, em xin chọn gối mang mã FSNL 511-609. (Ở đây có một chút tương đồng giữa vòng bi tự lựa và vòng bi đỡ chặn nên gối đỡ cũng có sự tương thích với vòng bi đỡ chặn như tính toán).



4.5.2. Chọn khớp nối

Có rất nhiều loại khớp nối để ta lựa chọn cho bài toán này nhưng trên cơ sở tham khảo tài liệu và thực nghiệm từ các hãng sản xuất em xin chọn loại khớp nối là loại khớp nối trục loại trục bù chũr thập có đệm .



Hình 16-5. Nối trục chữ thập

(tham khảo cuốn “Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí – Lê Văn Uyển tập 2” – trang 55).

Có thể chọn thông số cho loại khớp nối trục chữ thập này căn cứ theo đường kính trục vítme và theo giá trị mô men khởi động của động cơ. (xem thêm ở mục thông số của động cơ AM-1400C).

Trên cơ sở đó em chọn thông số cho khớp nối như sau :

[T] N.m	n_{max} vg/ph	d	D	D_1	L	h	a
17	8200	15 ÷ 20	70	50	84	20	35
79	5700	25 ÷ 28	100	60	124	20	55
210	4700	30 ÷ 35	120	75	149	25	65
320	4000	40 ÷ 45	150	90	184	30	95
670	3200	50 ÷ 55	180	110	224	40	90
900	2700	60 ÷ 65	220	130	254	45	110
1700	2200	70 ÷ 75	250	150	274	50	130
2050	1900	80 ÷ 85	290	170	304	60	150

II. TÍNH TOÁN LỰA CHỌN CỤM VÍT ME BI TRỤC Z

1. Các thông số đầu vào

- Loại máy CNC : Phay
- Chế độ cắt thử nghiệm tối đa SVT :
 - ✓ Phay mặt đầu
 - ✓ Dao có 8 lưỡi ($z=8$), đường kính $D= 80\text{mm}$
 - ✓ Tiêu chuẩn quốc gia : JIS
 - ✓ Vật liệu SUS440C



- ✓ Grade 4040
- ✓ Vận tốc : $v = 100\text{m/ph}$
- ✓ Chiều sâu cắt : $t = 0,8\text{mm}$
- ✓ Lượng chạy dao phút : $F = 900\text{mm/ph}$
- Khối lượng lớn nhất của chi tiết : $M = 400\text{KG}$
- => $W = 400\text{kgf} = 4000\text{N}$
- Trọng lượng bàn gá trục Z : $W_z = 1550\text{N}$
- Vận tốc chạy lớn nhất khi không gia công : $V_1 = 18\text{m/ph}$
- Vận tốc chạy lớn nhất khi gia công : $V_2 = 12\text{m/ph}$
- Gia tốc hoạt động lớn nhất của hệ thống : $a = 0,5g = 5\text{m/s}^2$
- Thời gian hoạt động : $L_t = 25000\text{h}$ (khoảng 8,6 năm)
- Tốc độ vòng động cơ : $N_{\max} = 2000\text{rpm}$
- Độ chính xác vị trí không tải : $\pm 0,03/1000\text{mm}$
- Độ chính xác lặp : $\pm 0,005\text{mm}$
- Độ lệch truyền động : $\pm 0,02\text{mm}$
- Hệ số ma sát trơn bề mặt : $\mu = 0,1$

2. Bước vít me (l)

$$l \geq \frac{V_{\max}}{N_{\max}} = \frac{V_1}{N_{\max}} = \frac{18000}{2000} = 9\text{mm}$$

\Rightarrow **Chọn $l = 10\text{mm}$**

3. Lực cắt chính của máy

Để tìm lực cắt chính của máy ta sử dụng công cụ trên website www.coroguide.com.

- Tính toán và chọn thông số đầu vào để điền vào công cụ :

- Feed per cutting edge (F_z)- Lượng chạy dao răng

+ Tốc độ quay của động cơ quay dao :

$$n = \frac{1000v}{\pi D} = \frac{1000 \cdot 100}{\pi \cdot 80} = 397,89 \text{ (vòng/ph)}$$

+ Lượng chạy dao vòng :

$$S = \frac{F}{n} = \frac{900}{397,89} = 2,3 \text{ (mm/vòng)}$$

+ Lượng chạy dao răng :

$$F_z = S/8 = 0,28 \text{ (mm/răng)}$$

(Theo công thức trong cuốn Sổ tay CN-CTM tập 2-trang 26)

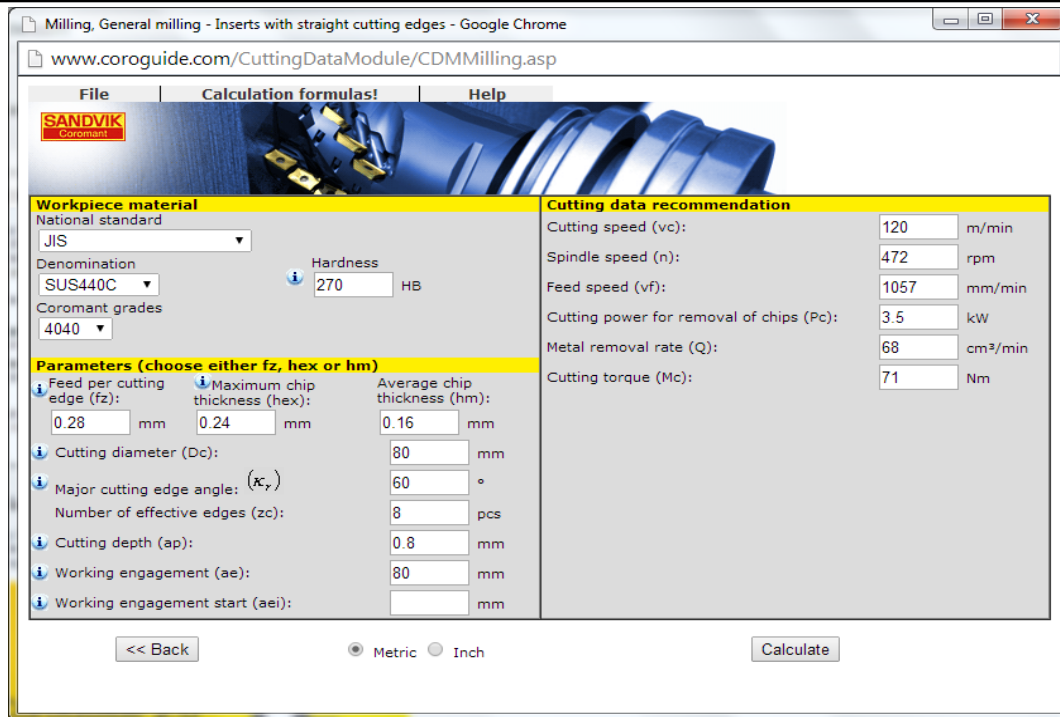
- Working engagement (a_e) & working engagement start (a_{ei})

Chọn a_e & a_{ei} sao cho : $a_e + a_{ei} = D_c = 80\text{mm}$

Ta chọn : $a_e = 80\text{mm}$, $a_{ei} = 0$

- Major cutting adge angle (K_γ) : thường chọn $K_\gamma = 60^\circ$

Sau khi tính toán ,lựa chọn kết hợp với các thông số đề cho ta điền vào bảng của công cụ ta được kết quả như trong hình :



Workpiece material		Cutting data recommendation	
National standard	JIS	Cutting speed (vc):	120 m/min
Denomination	SUS440C	Spindle speed (n):	472 rpm
Coromant grades	4040	Feed speed (vf):	1057 mm/min
Hardness	270 HB	Cutting power for removal of chips (Pc):	3.5 kW
Parameters (choose either fz, hex or hm)		Metal removal rate (Q):	68 cm ³ /min
Feed per cutting edge (fz):	0.28 mm	Average chip thickness (hm):	0.16 mm
Maximum chip thickness (hex):	0.24 mm	Cutting torque (Mc):	71 Nm
Cutting diameter (Dc):	80 mm		
Major cutting edge angle (κ _r):	60 °		
Number of effective edges (zc):	8 pcs		
Cutting depth (ap):	0.8 mm		
Working engagement (ae):	80 mm		
Working engagement start (aei):			

$$M_c = 71 \text{ Nm} \Rightarrow F_m = 2 \cdot M_c / D_c = 2 \cdot 71 / 0,08 = 1775 \text{ N} = 177,5 \text{ kgf}$$

4. Tính toán lựa chọn trục vít , ổ lăn cho bàn máy di chuyển theo trục Z

4.1. Điều kiện làm việc và các thông số được tính chọn

- Điều kiện làm việc
 - Lực chống trượt : $F_a = \mu \cdot W_z = 0,1 \cdot 1550 = 155 \text{ N} = 15,5 \text{ kgf}$
- Các thông số được tính chọn :
 - ✓ Loại ổ bi
 - ✓ Cấp chính xác
 - ✓ Độ lệch vị trí vì nhiệt
 - ✓ Mô men động cơ

4.2. Chọn trục vít ổ bi :

4.2.1. Tính toán lực dọc trục

❖ Các thành phần trong công thức :

+ Lực cắt chính của máy : $F_m = 1775 \text{ N} = 177,5 \text{ kgf}$

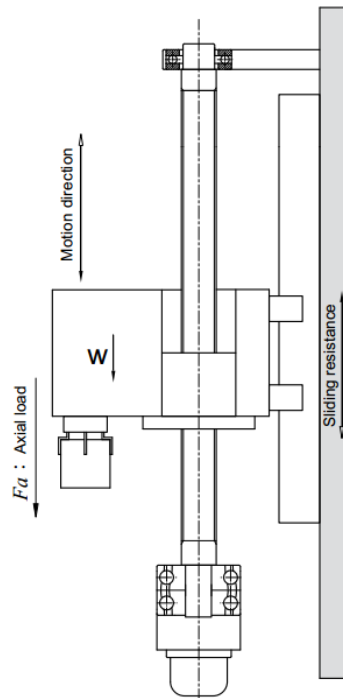
+ Lực cắt theo phương z (phương thẳng đứng) : $F_{mz} = 0$

+ Hệ số ma sát lăn : 0,1

+ Khối lượng tổng cộng : $m = W_z = 155 \text{ kg}$

+ Lực chống không tải : $f = F_a = 15,5 \text{ kgf} = 155 \text{ N}$

+ Gia tốc trọng trường : $g = 10 \text{ m/s}^2$



❖ **Tính các lực dọc trục**

- Tăng tốc (đi lên): $F_{a1} = mg + ma = 155 \cdot 10 + 155 \cdot 5 = 2325 \text{ N} = 232,5 \text{ kgf}$
- Chạy đều (đi lên): $F_{a2} = mg = 155 \cdot 10 = 1550 \text{ N} = 155,5 \text{ kgf}$
- Gia công (đi lên): $F_{a3} = F_{mz} + \mu F_m + mg = 0 + 0,1 \cdot 1775 + 155 \cdot 10 = 1727,5 \text{ N} = 172,75 \text{ kgf}$
- Giảm tốc (đi lên): $F_{a4} = mg - ma = 155 \cdot 10 - 155 \cdot 5 = 775 \text{ N} = 77,5 \text{ kgf}$
 - ⇒ Lực dọc trục lớn nhất khi không gia công : $F_{1max} = 2325 \text{ N} = 232,5 \text{ kgf}$
 - ⇒ Lực dọc trục lớn nhất khi gia công : $F_{2max} = 1727,5 \text{ N} = 172,75 \text{ kgf}$

✚ **Lực dọc trục trung bình :**

$$F_m = \sqrt[3]{\frac{\sum F_i^3 \cdot n_i \cdot t_i}{\sum n_i \cdot t_i}} = \sqrt[3]{\frac{F_{1max}^3 \cdot N_{1max} \cdot T_1 + F_{2max}^3 \cdot N_{2max} \cdot T_2}{N_{1max} \cdot T_1 + N_{2max} \cdot T_2}}$$

Trong đó:

- F_{1max}, F_{2max} : Lực dọc trục lớn nhất khi không gia công và gia công
- N_{1max}, N_{2max} : Tốc độ quay lớn nhất của trục khi không gia công và gia công
- T_1, T_2 : Thời gian máy hoạt động ở chế độ không tải và có tải

Bảng lực dọc trục và phần trăm tương ứng:

Axial load (kgf)	Rotation speed (rpm)	Time Ratio (sec or %)
$F_{1max} = 2325 \text{ N}$	1800	30



$F_{2max} = 1727,5 \text{ N}$	1200	70
-------------------------------	------	----

$$\Rightarrow F_{mz} = \sqrt[3]{\frac{2325^3 \times 1800 \times 0,3 + 1727,5^3 \times 1200 \times 0,7}{1800 \times 0,3 + 1200 \times 0,7}} = 2004,7 \text{ N} = 200,47 \text{ kgf}$$

(Trong phần tính lực dọc trung bình này ta lấy F_i ở 2 trường hợp khi không gia công và khi gia công . Với các tỉ lệ thời gian lần lượt 30% & 70% , ta xét trong giai đoạn ổn định của máy nên N_i là như nhau tại các thời điểm .)

4.2.2. Tính toán tải trọng (C_0, C_a)

✓ *Tải trọng tĩnh :*

Các công thức tính tương ứng:

$$C_0 = f_s \cdot F_{amax}$$

Trong đó:

C_0 : tải trọng tĩnh

f_s : hệ số bền tĩnh, với máy công cụ $f_s = 1,5 - 3$ (chọn $f_s = 2$)

F_{amax} : lực dọc trục lớn nhất tác dụng lên vitme

$$C_0 = 2.2325 = 4650 \text{ N}$$

✓ *Tải trọng động:*

Với $l = 10 \text{ mm} \Rightarrow$ Vận tốc quay danh nghĩa là :

$$N_m = V/l = 18000/10 = 1800 \text{ (vòng/ph)}$$

$$\rightarrow C_a = (60 \cdot N_m \cdot L_t)^{1/3} \cdot F_{ma} \cdot f_w \cdot 10^{-2} = (60 \cdot 1800 \cdot 25000)^{1/3} \cdot 200,47 \cdot 1,2 \cdot 10^{-2} = 3349,8 \text{ kgf.}$$

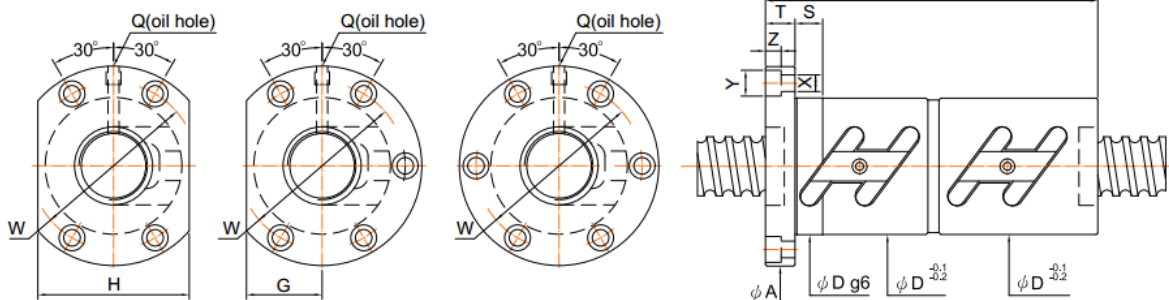
4.2.3. Chọn kiểu bi

Nếu độ cứng cần được ưu tiên nhiều nhất, độ hao phí chuyển động không quá quan trọng, theo đó các thông số kích thước sẽ được chọn là :

+ Ổ bi loại lưu chuyển : bi bên ngoài

+ Kiểu : FDWC

+ Số dòng lưu chuyển : $B \times 2$





4.2.4. Chọn bán kính trục vít

$L =$ tổng chiều dài di chuyển max + chiều dài đai ốc, ổ bi/2 + chiều dài vùng thoát = 1000 + 100 + 200 = 1300mm

Kiểu ổ bi là lắp chặt ở cả hai đầu $\rightarrow f = 21,9$

Chọn tốc độ quay cho động cơ khoảng 80% so với tốc độ quay giới hạn nên ta có

:

$n = 80\% \cdot N_{max} = 80\% \cdot 2000 = 1600$ vòng/ph.

\Rightarrow Bán kính trục vít :

$$d_r = \frac{nL^2}{f} \cdot 10^{-7} = \frac{1600 \cdot 1300^2}{21,9} \cdot 10^{-7} = 12,35 \text{ mm}$$

4.2.5. Chọn series

Từ các tính toán trên ta chọn series :

Loại trục vít me : 40-10B2-FDWC

Đường kính trục : 40 mm

Bước vít : 10mm

Screw size		Ball DIA.	Effectiv turns circuit	BASIC RATE LOAD(kgf)		Nut		Flange					Fit	Bolt			Oil hole	Stiffness
O.D.	Lead			Dynam (1x10 ⁶ Ca)	Static Co	Dg6	L	A	T	W	G	H	S	X	Y	Z	Q	kgf/μm
40	10	6.35	1.5x2	3370	8335	82	141	124	18	102	47	94	20	11	17.5	11	PT1/8"	91
			2.5x1	2880	6950		131											71
			2.5x2	5220	13900		180											148
			3.5x1	3840	9730		151											105

4.2.6. Chiều dài trục vítme

Chiều dài trục vít me sau khi chọn trục :

$L =$ tổng chiều dài dịch chuyển + chiều dài đai ốc + chiều dài vùng thoát = 1000 + 141 + 200 = 1341mm \Rightarrow 1350mm

4.2.7. Kiểm tra sơ bộ

+ Tuổi thọ làm việc :

$$L_t = \left(\frac{C_a}{F_{mz} \cdot f_w} \right)^3 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{60 \cdot N_m} = \left(\frac{3349,8}{200,47 \cdot 1,2} \right)^3 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{60 \cdot 1800}$$

= 25100 h > 25000 h

+ Tốc độ quay cho phép:

$$n = f \cdot \frac{d_r}{L^2} \cdot 10^7 = 21,9 \cdot \frac{40}{1350^2} \cdot 10^7 = 4807 \text{ vg/ph.}$$

4.2.8. Chọn độ chính xác dài

Độ chính xác cị trí yêu cầu là : $\pm 0,03/1000 \text{ mm}$

Chọn cấp chính xác với độ lệch & độ biến dạng tích lũy là :

Cấp chính xác : C4

$E = 0,025/1250\text{mm}$

$E = 0,018\text{mm}$

4.2.9. Độ dịch do thay đổi nhiệt độ (mức điều chỉnh 3°C)

+ Độ dịch do nhiệt:

$$\Delta L_{\theta} = \rho . \theta . L = 12 . 10^{-6} . 3 . 1350 = 0,049\text{mm}.$$

+ Bán kính lõi ren của trục vít-me:

$$d_r = 40 + 1,4 - 6,35 = 35,05\text{mm}.$$

+ Lực gây ra:

$$F_{\theta} = \Delta L_{\theta} . K_s = \frac{\Delta L_{\theta} . E . \pi . d_r^2}{4L} = \frac{0,049 . 2,1 . 10^4 . \pi . 35,05^2}{4 . 1350} = 735\text{kgf}$$

4.3. Chọn động cơ cho bàn Z:

- Tốc độ vòng lớn nhất : 2000 vòng/phút
- Thời gian cần thiết để đạt tốc độ lớn nhất 0,9s (tự chọn dựa trên đồ thị điều kiện dịch chuyển - hình vẽ)

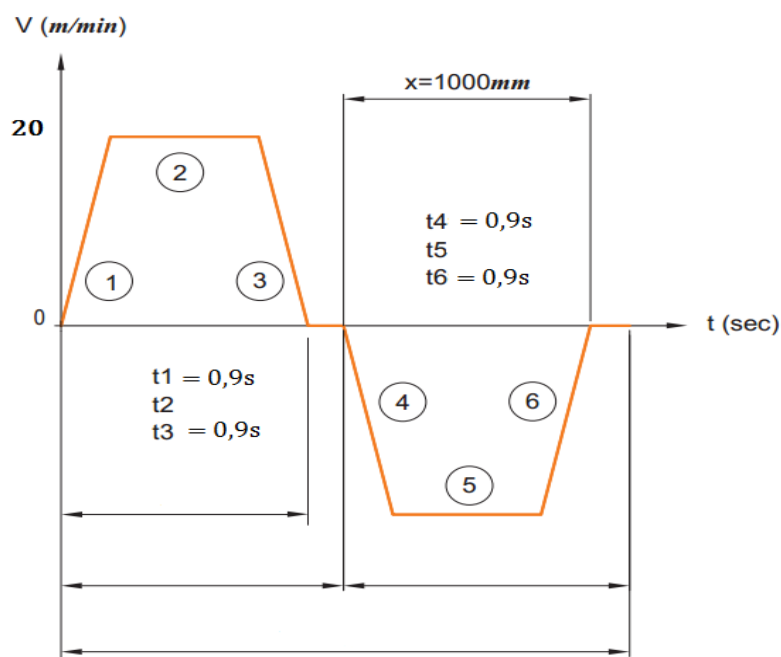


Fig.10.4 Portage apparatus v-t diagram



4.3.1. Momen quán tính khối

✓ Trên trục vít-me:

$$GD_S^2 = \frac{\pi \rho}{8} \times D^4 \times L = \frac{\pi \times 7,8 \times 10^{-3}}{8} \times 4^4 \times 135 = 105,86(\text{kgf.cm}^2)$$

✓ Trên phần dịch chuyển

$$GD_W^2 = W \left(\frac{l}{2\pi} \right)^2 = 155 \times \left(\frac{1}{2\pi} \right)^2 = 7,85(\text{kgf.cm}^2)$$

✓ Trên phần ghép nối

$$GD_J^2 = \frac{\rho \times \pi \times l' \times D'^4}{32} = \frac{7,8 \times 10^{-3} \times \pi \times (3D) \times (1,7D)^4}{32}$$

$$= \frac{7,8 \times 10^{-3} \times \pi \times (3.4) \times (1,7.4)^4}{32} = 19,65(\text{kgf.cm}^2)$$

D là đường kính trục vít, l' là chiều dài nối trục

✓ Tổng mô men quán tính

$$GD_L^2 = GD_S^2 + GD_W^2 + GD_J^2 = 105,86 + 7,85 + 19,65 = 133,36(\text{kgf.cm}^2)$$

4.3.2. Mô men phát động

Thời gian dành cho quá trình có gia tốc là rất ngắn, do đó ở đây ta chỉ tính toán cho giai đoạn chạy đều (chiếm phần lớn thời gian gia công)

✓ Mô men đặt trước :

$$T_P = k \times \frac{F_{a0} \times l}{2\pi} = 0,3 \times \frac{77,5 \times 1}{2\pi} = 3,7(\text{kgf.cm})$$

$$\text{Trong đó : } k = 0,3 ; F_{a0} = F_{max}/3 = 232,5/3 = 77,5\text{kgf}$$

✓ Mô men do lực ma sát

$$T_C = \frac{F_{amax} \times l}{2\pi \times \eta} = \frac{232,5 \times 1}{2\pi \times 0,9} = 41,1(\text{kgf.cm})$$

✓ Do đó, momen phát động cần thiết bằng tổng momen đặt trước và momen cần thiết khi gia công:

$$T_L = T_P + T_C = 3,7 + 41,1 = 44,8(\text{kgf.cm})$$

4.3.3. Chọn động cơ

Chọn động cơ servo để điều khiển quỹ đạo chuyển động theo trục Oy

Các dữ liệu cho tính chọn động cơ :

- Chọn vít-me có bước $h = 10\text{mm}$
- Hệ số ma sát trượt giữa thép và gang ta chọn $\mu = 0,12$
- Gia tốc trọng trường $g = 10 \text{ m/s}^2$
- Khối lượng của phần đầu dịch chuyển là $m = 155 \text{ kg}$
- Góc nghiêng của trục $\alpha = 90^\circ$.
- Tỷ số truyền giảm tốc $i = 1$. (Do chọn phương án động cơ nối trực tiếp với vít-me không qua hộp giảm tốc)
- Hiệu suất của máy chọn $\eta = 0,9$.



- Lực cắt lớn nhất $F_m = 1775N = 177,5 \text{ kgf}$
- Tốc độ vòng lớn nhất của động cơ 2000 vg/ph

✓ Tính mô men ma sát :

$$M_{fric} = \frac{m.g.\mu.h.\cos\alpha}{2.\pi.i.\eta} = 0$$

✓ Tính tính mô men chống trọng lực của kết cấu

$$M_{wz} = \frac{m \times g \times \mu \times h \times \sin\alpha}{2 \times \pi \times i \times \eta} = \frac{155.10.0,12.0,01.\sin90}{2 \times \pi \times 1 \times 0,9} = 0,33 \text{ Nm}$$

✓ Tính vận tốc dài

Với đường kính trục vít được chọn là 40mm, ta có:

$$v_{max} = \frac{\pi \times D \times n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 40 \times 2000}{60 \times 1000} = 4,2 \text{ (m/s)}$$

✓ Tính mô men máy

$$M_{mach} = \frac{h \times F_m}{2 \pi \times i \times \eta} = \frac{0,01 \times 1775}{2 \pi \times 1 \times 0,9} = 3,14 \text{ Nm}$$

✓ Tính mô men tĩnh

$$M_{stat} = M_{fric} + M_{wz} + M_{mach} = 0 + 0,33 + 3,14 = 3,47 \text{ N.m}$$

✓ Tính tốc độ quay của motor :

$$n_{noml} = \frac{v_{max} \times i}{h} = \frac{4,2}{0,01} = 420 \text{ (vg/ph)}$$

⇒ Dựa vào mô men tĩnh của động cơ và tốc độ của motor, t chọn loại động cơ AMW 1400C của hãng ANILAM - www.anilam.com có momen khởi động là 13 N.m và tốc độ quay lớn nhất là 2000rpm như hình dưới :

Điều kiện : $n_{motor} \geq n_{noml}$

$M_{motor} \geq M_{stat}$

Model Number	Stall Torque (100 K)	Rated Speed	P/N
AM 1400C	13.0 Nm	2000 rpm	34100420



Table 7-30, AM 1400C Series - Specifications (n_N=2000 rpm)

	AM 1400C (Without Brake)	AM 1400CB (With Brake)
P/N	34100420	34100421
Rated Voltage U _N	305 V	
Rated Power Output P _N	2.3 kW	
Rated Speed n _N	2000 rpm	
Rated Torque (100 K) ^{**1} M _N	11.0 Nm	
Rated Current (100 K) ^{**1} I _N	6.0 A	
Stall Torque (100 K) ^{**1} M _O	13.0 Nm	
Stall Current (100 K) ^{**1} I _O	7.2 A	
Maximum Current (for ≤ 200 ms) I _{max}	30.0 A	
Maximum Torque (for ≤ 200 ms) M _{max}	43.5 Nm	
Pole Pairs PZ	4	
Weight m	<u>30.86 lb</u> 14.00 kg	<u>32.19 lb</u> 14.60 kg
Rotor Inertia J	43.00 kgcm ²	43.60 kgcm ²
Rated Voltage for Brake U _{Br}		24 VDC
Rated Current for Brake I _{Br}		0.7 A
Holding Torque for Brake M _{Br}		11.0 Nm

(100K) ^{**1} 100 K is the temperature difference in Kelvin's between the ambient temperature and the motor temperature.

4.3.4. Kiểm tra thời gian cần thiết để đạt được vận tốc cực đại

Thời gian cần thiết để đạt được vận tốc cực đại là :

$$t_a = \frac{J}{T'_M - T_L} \times \frac{2\pi N}{60} \times f$$

Trong đó : J là tổng mô men quán tính. (Momen tính toán + momen cho bởi động cơ - Rotor Inertia J)

$$T'_M = 2 \cdot T_M \quad , (T_M > T_1) \quad (T_M \text{ là mô men danh định} -$$

T_L là mô men quay

f là hệ số an toàn (chọn theo kiểu ổ lắp)

Thay số vào ta được :

$$t_a = \frac{(133,36 + 43) \cdot 10^{-4}}{2,11 - 44,810 \cdot 10^{-2}} \times \frac{2\pi \cdot 2000}{60} \times 1,2 = 0,25 < 0,9s$$

=> Thỏa mãn điều kiện

4.3.5. Tính toán ứng suất tác dụng lên trục vít

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F_{max}}{\pi dr^2/4} = \frac{2325 \times 4}{\pi \times 35,05^2} = 2,4 \left(\frac{N}{mm^2} \right) = 2,4 \times 10^6 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

$$T_{max} = T_L = 44,8 \text{ kgf.cm} = 4480 \text{ N.mm}$$

$$J = \frac{\pi dr^4}{32} = \frac{\pi \times 35,05^4}{32} = 148167 \text{ mm}^4$$

$$\tau = \frac{T \times r}{J} = \frac{4480 \times 20}{148167} = 0,6 \left(\frac{N}{\text{mm}^2} \right) = 0,6 \times 10^6 \left(\frac{N}{\text{m}^2} \right)$$

$$\sigma_{max} = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2} = 2,47 \times 10^6 \left(\frac{N}{\text{m}^2} \right)$$

4.4. Tính tải trọng tới hạn của trục vít

$$P = \alpha \frac{\pi^2 NEI}{L^2} = m \frac{dr^4}{L^2} \times 10^3 = 155 \frac{35,05^4}{1,35^2} \times 10^3 = 128356 \text{ kgf} > F_{max} = 177,5 \text{ kgf} \text{ (Đơn vị}$$

dr và L tính theo đơn vị mm)

Do đó trục vítme đảm bảo an toàn.

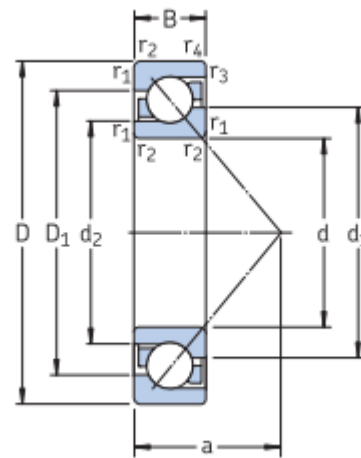
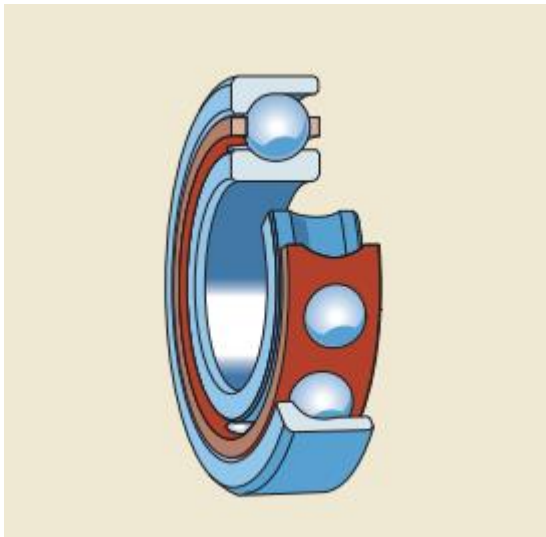
4.5. Tính chọn cụm ổ lăn, khớp nối

4.5.1. Cụm ổ lăn

a. Chọn ổ lăn

Trong cơ cấu bàn Z lực dọc trục đóng vai trò chủ yếu gây tác động lên ổ lăn, lực hướng tâm vuông góc với cụm trục vítme trong cơ cấu là khá nhỏ, tuy nhiên khi hoạt động với vận tốc lớn dễ xảy ra rung động, nên yếu tố định tâm cần có cho cơ cấu.

=> chọn ổ đỡ chặn 1 dãy cho trường hợp này



- Tính toán khả năng tải động:

$$C = Q \cdot L^{\frac{1}{m}}$$

- Tính toán khả năng tải tĩnh:

$$C_0 = Q_0 \cdot L^{\frac{1}{m}}$$



Trong đó:

$m = 3$ đối với ổ bi $m=10/3$ với ổ đĩa.

L: tuổi thọ của ổ lăn được tính theo công thức:

$$L = 60 \cdot 10^{-6} \cdot n \cdot L_h = 60 \cdot 10^{-6} \cdot 1800 \cdot 25000 = 2700(\text{triệu vòng})$$

(ở đây em lấy $n = N_{\max} = 1800$ vg/ph để tính ở mức tối đa)

Q: tải trọng động của ổ lăn được tính:

$$Q = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_d \cdot K_t$$

Q_0 : tải trọng tĩnh của ổ lăn được tính:

$$Q_0 = (X_0 \cdot V \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a) \cdot K_d \cdot K_t$$

$K_d = 1,1$ (chịu va đập nhẹ, chịu tải ngắn hạn và tới 125% so với tải trọng tính toán: máy cắt kim loại, động cơ công suất nhỏ và trung bình)

$K_t = 1$ (nhiệt độ $< 105^\circ\text{C}$)

Ta có :

$$m = W_z = 155(\text{kgf})$$

Lực dọc trục trung bình: $F_m = 2004,7$

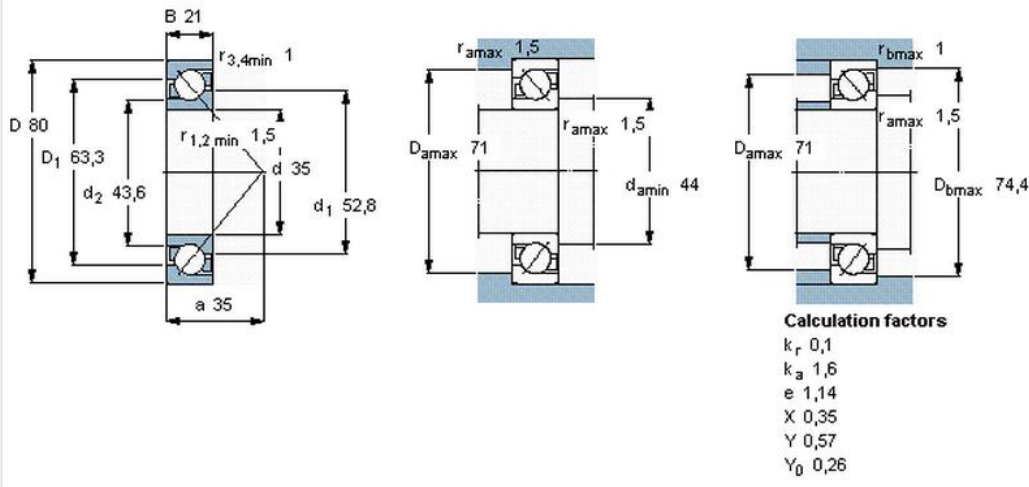
Xét trường hợp bàn Z chạy về phía ổ bi C,D

Lực tác dụng gây bởi khối lượng khi không chuyển động lên ổ A, B, C, D:

$$R_A = -R_B = R_C = -R_D = m \cdot g / 2 = 155 \cdot 10 / 2 = 775 \text{ N}$$

Dựa vào đường kính trục vitme và tốc độ quay của động cơ ta chọn sơ bộ thông số của ổ lăn mã 7307 BEP theo hãng SKF (www.skf.com) như sau :

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings	Limiting speed	Mass	Designation
d	D	B	dynamic C	static C ₀	P _u	Reference speed			* SKF Explorer bearing
mm			kN		kN	r/min		kg	-
35	80	21	39	24,5	1,04	10000	10000	0,45	7307 BEP



Calculation factors
 k_r 0,1
 k_a 1,6
 e 1,14
 X 0,35
 Y 0,57
 Y_0 0,26

Khả năng tải động: $C_r = 39$ kN

Khả năng tải tĩnh: $C_{or} = 24,5$ kN

Nội lực dọc trục F_{si} của 4 ổ là như nhau:

$$|F_{si}| = R_i = 775 \text{ N}$$

Lực dọc trục tác dụng lên các ổ bi:

- với ổ A: $\sum \overline{F_{aA}} = \overline{F_{sA}} + \overline{F_{ma}}/2 = -775 + 2004,7/2 = 227,35 \text{ N}$

suy ra: $F_{aA} = 775 \text{ N}$

- với ổ B: $\sum \overline{F_{aB}} = \overline{F_{sB}} + \overline{F_{ma}}/2 = 775 + 2004,7/2 = 1777,35 \text{ N}$

suy ra: $F_{aB} = 1777,35 \text{ N}$

với ổ C: $\sum \overline{F_{aC}} = \overline{F_{sC}} + \overline{F_{ma}}/2 = -775 + 2004,7/2 = 227,35 \text{ N}$

suy ra: $F_{aC} = 775 \text{ N}$

- với ổ D: $\sum \overline{F_{aD}} = \overline{F_{sD}} + \overline{F_{ma}}/2 = 775 + 2004,7/2 = 1777,35 \text{ N}$

suy ra: $F_{aD} = 1777,35 \text{ N}$

$F_a = \max(F_{aA}, F_{aB}, F_{aC}, F_{aD}) = 1777,35 \text{ N}$

Kiểm tra :

Mặt khác :

$$\frac{F_{amax}}{V \cdot R_B} = \frac{1777,35}{775} = 2,3 > 1,14$$



Từ bảng :

Contact Angle	$\frac{if_0 F_a^*}{C_{or}}$	e	Single, DT				DB or DF			
			$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$	
			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
15°	0.178	0.38	1	0	0.44	1.47	1	1.65	0.72	2.39
	0.357	0.40	1	0	0.44	1.40	1	1.57	0.72	2.28
	0.714	0.43	1	0	0.44	1.30	1	1.46	0.72	2.11
	1.07	0.46	1	0	0.44	1.23	1	1.38	0.72	2.00
	1.43	0.47	1	0	0.44	1.19	1	1.34	0.72	1.93
	2.14	0.50	1	0	0.44	1.12	1	1.26	0.72	1.82
	3.57	0.55	1	0	0.44	1.02	1	1.14	0.72	1.66
5.35	0.56	1	0	0.44	1.00	1	1.12	0.72	1.63	
25°	—	0.68	1	0	0.41	0.87	1	0.92	0.67	1.41
30°	—	0.80	1	0	0.39	0.76	1	0.78	0.63	1.24
40°	—	1.14	1	0	0.35	0.57	1	0.55	0.57	0.93

*For i , use 2 for DB, DF and 1 for DT

Chọn : $X = 0,35$ và $Y = 0,57$

Tính tải trọng động:

$$Q = (0,35.775 + 0,57.1777,35). 1,1.1 = 1413N$$

Khả năng tải động:

$$C_d = 2891.163 \times 2700^{\frac{1}{3}} = 14952 N < C_r = 39kN$$

Tính tải trọng tĩnh:

Xác định hệ số X_0, Y_0 :

Contact Angle	Single, DT	
	X_0	Y_0
15°	0.5	0.46
25°	0.5	0.38
30°	0.5	0.33
40°	0.5	0.26

Suy ra: $X_0 = 0,5$; $Y_0 = 0,26$

Tính tải trọng tĩnh:

$$Q_0 = 0,5.775 + 0,26.1777,35 = 849,6 N$$

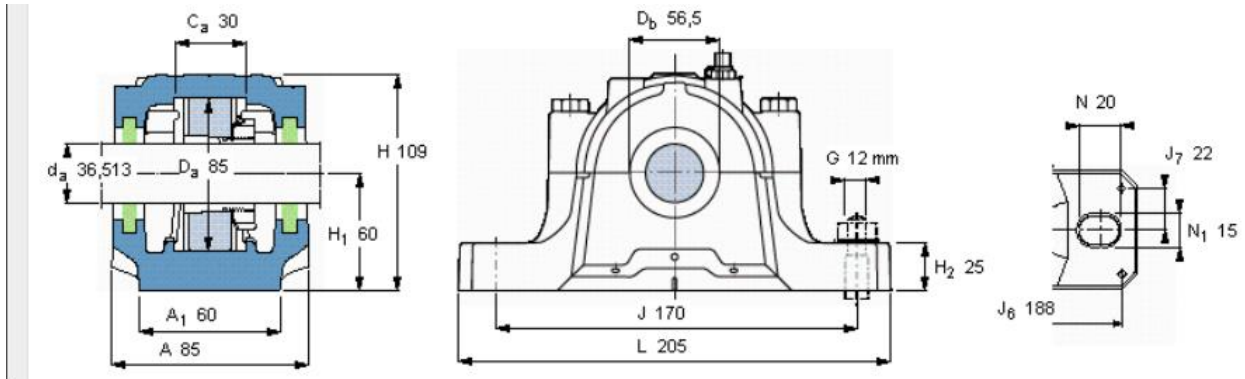
Khả năng tải tĩnh:

$$C_0 = 1438,6 \times 2700^{\frac{1}{3}} = 11830 < C_{0r} = 24,5kN$$

Vậy lựa chọn ổ bi phù hợp với khả năng tải

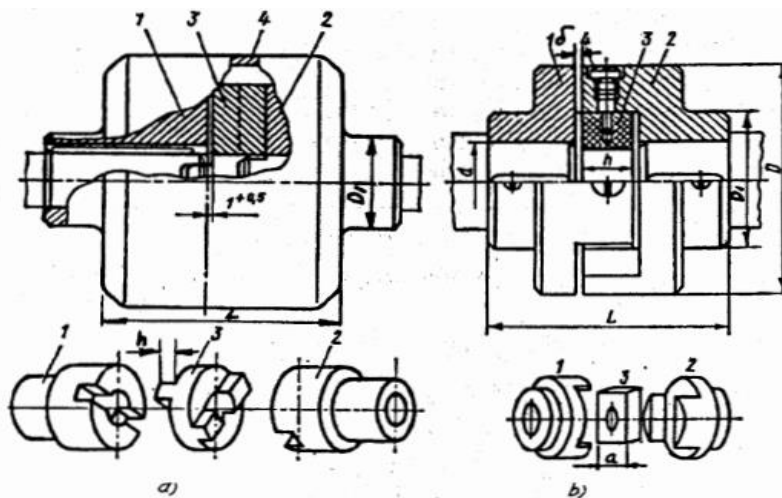
b. Chọn gối đỡ

Cũng như bàn Y, gối đỡ bàn Z cũng là hai gối cố định. Và trên cơ sở lực dọc trục và đường kính trục vítme bàn Z em xin chọn series SNL 509. (Ở đây có một chút tương đồng giữa vòng bi tự lựa và vòng bi đỡ chặn nên gối đỡ cũng có sự tương thích với vòng bi đỡ chặn như tính toán).



4.5.2. Chọn khớp nối

Có rất nhiều loại khớp nối để ta lựa chọn cho bài toán này nhưng trên cơ sở tham khảo tài liệu và thực nghiệm từ các hãng sản xuất em xin chọn loại khớp nối là loại khớp nối trực loại trực bù – chữ thập có đệm.



Hình 16-5. Nối trực chữ thập

(tham khảo cuốn “Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí – Lê Văn Uyển tập 2” – trang 55).

Có thể chọn thông số cho loại khớp nối trực chữ thập này căn cứ theo đường kính trục vítme và theo giá trị mô men khởi động của động cơ. (xem thêm ở mục thông số của động cơ AM-1400C).

Trên cơ sở đó em chọn thông số cho khớp nối như sau :

Bảng 16-9. Kích thước cơ bản nổi trục chữ thập đệm Techtolit (hình 16-5b)

[T] N.m	n_{\max} vg/ph	d	D	D_1	L	h	a
17	8200	15 ÷ 20	70	50	84	20	35
79	5700	25 ÷ 28	100	60	124	20	55
210	4700	30 ÷ 35	120	75	149	25	65
320	4000	40 ÷ 45	150	90	184	30	95
670	3200	50 ÷ 55	180	110	224	40	90
900	2700	60 ÷ 65	220	130	254	45	110
1700	2200	70 ÷ 75	250	150	274	50	130
2050	1900	80 ÷ 85	290	170	304	60	150

III. TÍNH TOÁN RAY DẪN HƯỚNG



Hình dạng của ray dẫn hướng

Để có được một mô hình phù hợp nhất cho các điều kiện dịch chuyển của hệ thống ray dẫn hướng thì *khả năng chịu tải* và *tuổi thọ của mô hình* phải được chú trọng nhất.

Để xác định, kiểm nghiệm khả năng tải trọng tĩnh danh nghĩa, tải trọng tương đương thì việc đánh giá qua giá trị C_0 (tải trọng động định mức) là khả quan và chính xác hơn cả.

Tuổi thọ có thể thu được bằng cách tính toán trên cơ sở lý thuyết bằng công thức thực nghiệm dựa trên việc đánh giá thông qua tải trọng động danh nghĩa.

1. Cơ sở tính toán

1.1. Hệ số tải tĩnh C_0

Tải trọng tĩnh định mức C_0 được đặt theo giới hạn tải trọng tĩnh cho phép.

Sự biến dạng tập trung không đối xứng giữa kênh dẫn và bi lăn khi ray dẫn hướng nhận tải trọng thừa hay chịu va đập diện rộng. Nếu độ lớn của biến dạng vượt quá giới hạn cho phép, nó sẽ cản trở sự di chuyển của ray dẫn hướng.

1.2. Momen tĩnh cho phép M_0

Mômen tĩnh cho phép M_0 được đặt theo giới hạn của mômen tĩnh.

Khi 1 mômen tác dụng vào ray dẫn hướng, các vị trí bi lăn cuối cùng sẽ chịu áp lực lớn nhất giữa các áp lực phân bố trên toàn bộ bi lăn của hệ thống.

1.3. Hệ số an toàn tĩnh f_s

Công thức tính: $f_s = \frac{C_0}{P}$ or $f_s = \frac{M_0}{M}$

Sơ đồ phân bố tải trọng

Trong đó:

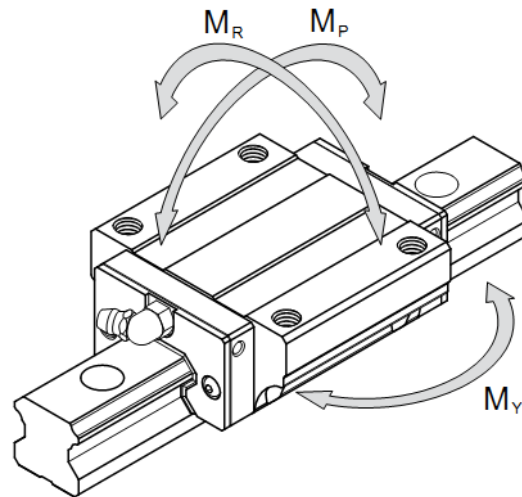
C_0 : tải trọng tĩnh định mức(N)

P : tải trọng làm việc tính toán(N)

M_0 : momen tĩnh cho phép(Nm)

M : momen đã tính toán(Nm)

Các giá trị tham khảo của f_s cho các máy công nghiệp thông thường và máy công cụ cho trong bảng bên dưới:



Machine Type	Load Condition	f_s (Lower limit)
Regular industrial machine	Normal loading condition	1.0 ~ 1.3
	With impact and vibration	2.0 ~ 3.0
Machine tool	Normal loading condition	1.0 ~ 1.5
	With impact and vibration	2.5 ~ 7.0

Standard value of static safety factor



1.4. Hệ số tải trọng động định mức C

Thậm chí khi các ray dẫn hướng như nhau được sản xuất theo cùng một cách và chịu tác dụng dưới điều kiện như nhau, tuổi bền dịch vụ cũng khác nhau. Vậy nên, tuổi bền dịch vụ được sử dụng như một chỉ tiêu xác định tuổi bền của hệ thống ray dẫn hướng. Tải trọng định mức động C được sử dụng để tính toán tuổi bền dịch vụ khi hệ thống ray dẫn hướng chịu tải. Tải trọng định mức động C được xác định như một tải trọng có hướng và độ lớn khi nhóm các ray dẫn hướng làm việc cùng điều kiện, tuổi bền trung bình của ray dẫn hướng là 50 km(nếu bộ phận lăn là bi).

1.5. Tính toán tuổi bền danh nghĩa L

Tuổi bền danh nghĩa của ray dẫn hướng chịu ảnh hưởng của tải trọng làm việc thực tế . Tuổi bền danh nghĩa có thể được tính toán dựa trên tải trọng động định mức và

tải trọng làm việc thực tế .

Tuổi bền của hệ thống ray chịu ảnh hưởng lớn của hệ số môi trường như độ cứng

vững của đường ray , nhiệt độ môi trường , điều kiện chuyển động . Vì vậy, những thông

số này có trong tính toán tuổi bền danh nghĩa .

Công thức tính ứng với

$$\text{Loại xích bi: } L = \left(\frac{f_H \times f_T}{f_w} \times \frac{C}{P} \right)^3 \times 50$$

$$\text{Loại xích cuộn: } L = \left(\frac{f_H \times f_T}{f_w} \times \frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}} \times 100$$

Trong đó

f_H : hệ số cứng vững

f_T : hệ số nhiệt độ

f_w : hệ số tải trọng

C : hệ số tải trọng động (N)

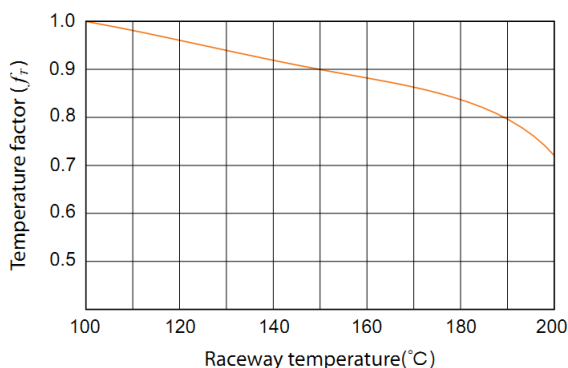
P : tải trọng làm việc (N)

Để đảm bảo khả năng tải tối ưu của hệ thống ray, độ cứng vững của đường ray phải trong khoảng HRC58-64. Nếu độ cứng dưới khoảng nói trên, tải cho phép và tuổi bền danh nghĩa sẽ giảm.



Vì lí do này, tải trọng động định mức và tải trọng tĩnh định mức sẽ được nhân với hệ số cứng vững trong tính toán. Bảng dưới đây là đồ thị độ cứng vững đảm bảo HRC lớn hơn 58, do đó $f_H = 1.0$

Với hệ số nhiệt f_T : Khi nhiệt độ điều khiển lớn hơn 100 độ C, tuổi bền danh nghĩa sẽ giảm bớt. Do đó tải trọng động và tĩnh định mức sẽ được nhân với hệ số nhiệt độ trong tính toán. Xem hình bên dưới. Nhiều phần của ray được làm từ nhựa và cao su, nên nhiệt độ phải dưới 100 độ C là tốt nhất. Các yêu cầu đặc biệt phải liên hệ với nhà sản xuất .



Motion Condition	Operating Speed	f_w
No impact & vibration	$V \leq 15 \text{ m/min}$	1.0~1.2
Slight impact & vibration	$15 < V \leq 60 \text{ m/min}$	1.2~1.5
Moderate impact & vibration	$60 < V \leq 120 \text{ m/min}$	1.5~2.0
Strong impact & vibration	$V \geq 120 \text{ m/min}$	2.0~3.5

✓ Hệ số tải trọng f_w : Mặc dù tải trọng làm việc của ray đã được xét trong tính toán, nhưng tải trọng thực tế hầu hết đều cao hơn khi tính toán. Đó là do rung động và va đập khi máy chuyển động. Rung động xảy ra khi điều khiển tốc độ cao, va đập xảy ra khi máy khởi động lại và dừng máy.

Do đó, xét đến tốc độ chuyển động và rung động, tải trọng động định mức phải được chia cho hệ số tải trọng theo bảng bên cạnh

1.6. Tính toán tuổi bền dịch vụ theo thời gian.

Khi tuổi bền danh nghĩa đã được xét đến , tuổi bền dịch vụ được tính toán theo những thông số có được khi chiều dài hành trình và vòng quay là không đổi.

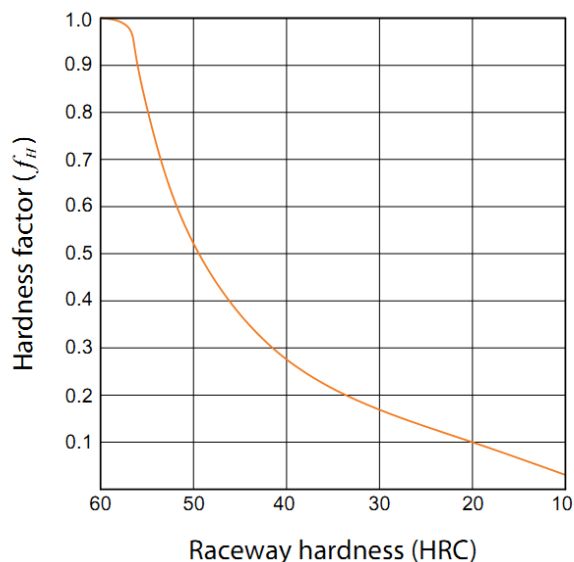
$$L_h = \frac{L \times 10^3}{2 \times l_s \times n_1 \times 60}$$

Trong đó:

L : tuổi bền danh nghĩa

l_s : chiều dài hành trình

n_1 : tốc độ vòng (min^{-1})



1.7. Hệ số ma sát

Ray dẫn hướng được điều khiển nhờ chuyển động của những viên bi lăn giữa ray và phần di trượt. Lực cản ma sát được tính toán dựa trên tải trọng làm việc và lực cản chốt. Nói chung, hệ số ma sát sẽ khác nhau giữa các sê ri khác nhau. Hệ số ma sát của sê ri MSA và MSB trong khoảng 0.002 tới 0.003.

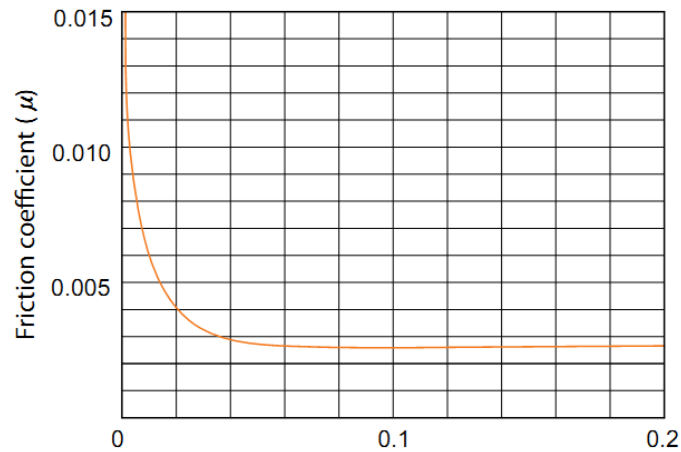
$$F = \mu \times P + f$$

Trong đó

- μ : hệ số ma sát động

P : tải trọng làm việc

f : sức chịu vòng đệm



Load ratio (P/C)

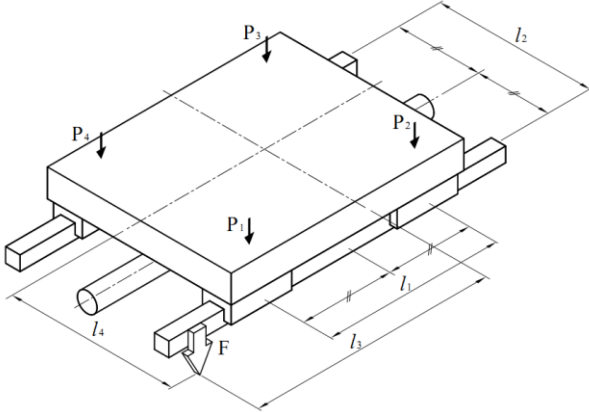
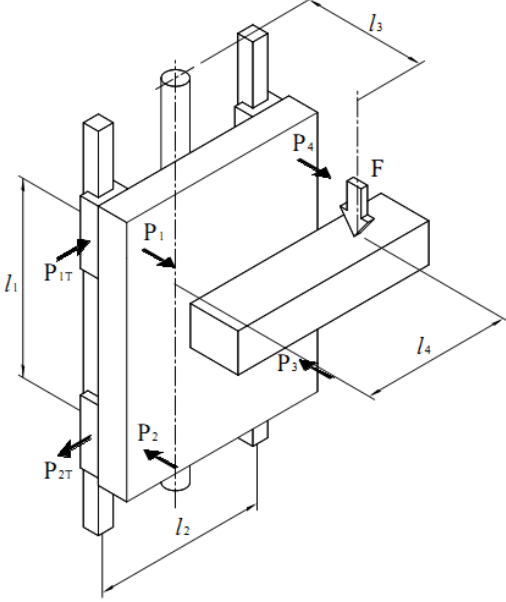
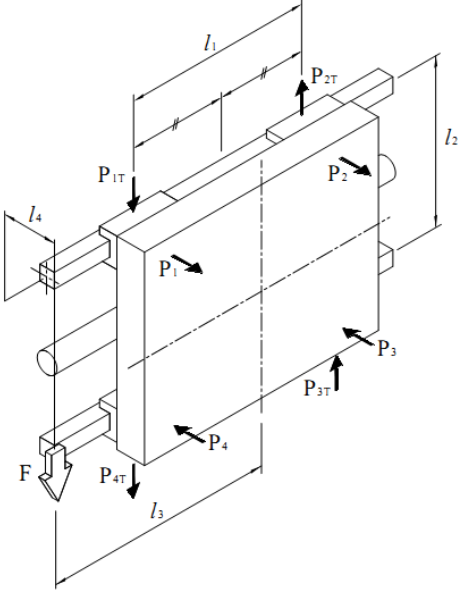
P: Working load

C: Basic dynamic load rating

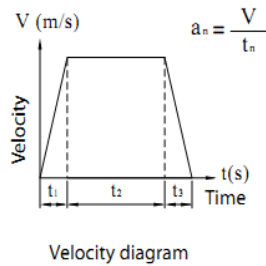
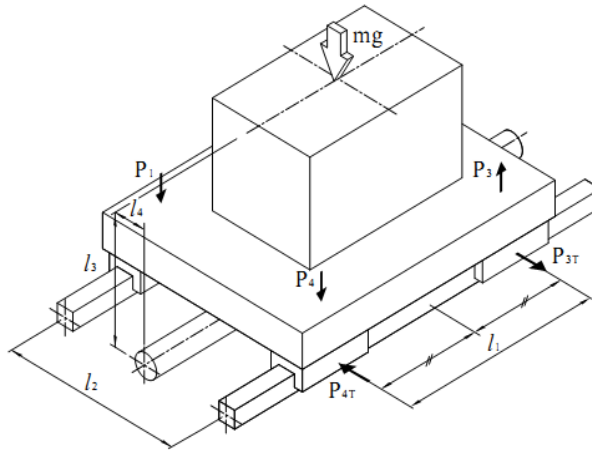
1.8. Tính toán tải trọng làm việc

Một số ví dụ về công thức tính tải trọng làm việc được cho trong bảng sau:

Điều kiện làm việc	Sơ đồ lực	Công thức tính
Hệ bàn máy nằm ngang, chuyển động đều hoặc không tải		$P_1 = \frac{F}{4} + \frac{Fl_3}{2l_1} - \frac{Fl_4}{2l_2}$ $P_2 = \frac{F}{4} - \frac{Fl_3}{2l_1} - \frac{Fl_4}{2l_2}$ $P_3 = \frac{F}{4} - \frac{Fl_3}{2l_1} + \frac{Fl_4}{2l_2}$ $P_4 = \frac{F}{4} + \frac{Fl_3}{2l_1} + \frac{Fl_4}{2l_2}$

<p>Hệ bàn máy nằm ngang nhô ra ngoài, chuyển động đều hoặc không tải</p>		$P_1 = \frac{F}{4} + \frac{Fl_3}{2l_1} + \frac{Fl_4}{2l_2}$ $P_2 = \frac{F}{4} - \frac{Fl_3}{2l_1} + \frac{Fl_4}{2l_2}$ $P_3 = \frac{F}{4} - \frac{Fl_3}{2l_1} - \frac{Fl_4}{2l_2}$ $P_4 = \frac{F}{4} + \frac{Fl_3}{2l_1} - \frac{Fl_4}{2l_2}$
<p>Hệ bàn máy thẳng đứng, chuyển động đều hoặc không tải</p>		$P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = \frac{Fl_3}{2l_1}$ $P_{1T} = P_{2T} = P_{3T} = P_{4T} = \frac{Fl_4}{2l_1}$
<p>Hệ bàn máy đứng, di chuyển ngang chuyển động đều hoặc không tải</p>		$P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = \frac{Fl_4}{2l_2}$ $P_{1T} = P_{2T} = \frac{F}{4} + \frac{Fl_3}{2l_1}$ $P_{3T} = P_{4T} = \frac{F}{4} - \frac{Fl_3}{2l_1}$

Hệ bàn máy
ngang, có đặt
phôi



Tăng tốc:

$$P_1 = P_4 = \frac{mg}{4} - \frac{ma_1 l_3}{2l_1}$$

$$P_2 = P_3 = \frac{mg}{4} + \frac{ma_1 l_3}{2l_1}$$

$$P_{1T} = P_{2T} = P_{3T} = P_{4T} = \frac{ma_1 l_4}{2l_1}$$

Chạy đều:

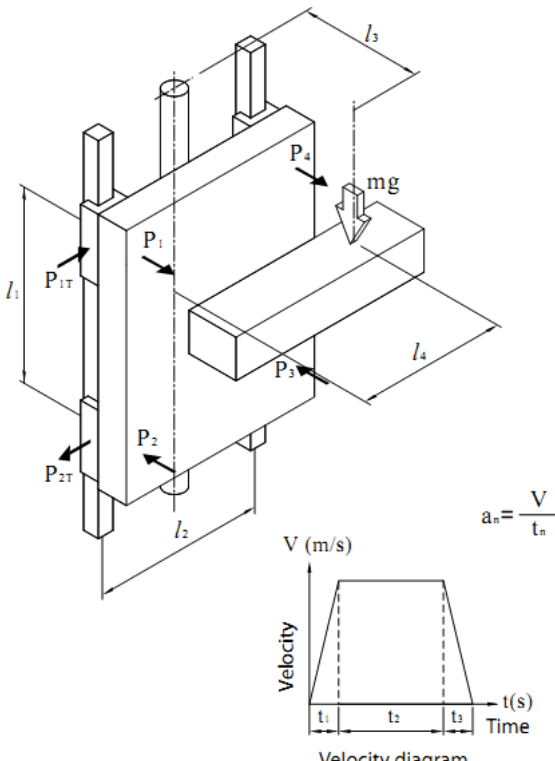
$$P_{1T} = P_{2T} = P_{3T} = P_{4T} = \frac{mg}{4}$$

Giảm tốc:

$$P_1 = P_4 = \frac{mg}{4} + \frac{ma_3 l_3}{2l_1}$$

$$P_2 = P_3 = \frac{mg}{4} - \frac{ma_3 l_3}{2l_1}$$

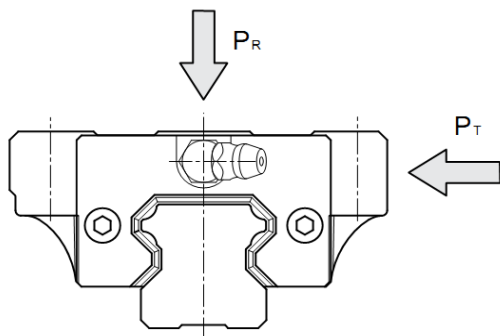
$$P_{1T} = P_{2T} = P_{3T} = P_{4T} = \frac{ma_3 l_4}{2l_1}$$

<p>Hệ bàn máy đứng, có đặt phôi</p>		<p>Tăng tốc:</p> $P_1 = P_4 = P_2 = P_3 = \frac{m(g+a)l_3}{2l_1}$ $P_{1T} = P_{2T} = P_{3T} = P_{4T} = \frac{m(g+a_1)l_4}{2l_1}$ <p>Chạy đều:</p> $P_1 = P_4 = P_2 = P_3 = \frac{mgl_3}{2l_1}$ $P_{1T} = P_{2T} = P_{3T} = P_{4T} = \frac{mgl_4}{2l_1}$ <p>Giảm tốc:</p> $P_1 = P_4 = P_2 = P_3 = \frac{m(g-a)l_3}{2l_1}$ $P_{1T} = P_{2T} = P_{3T} = P_{4T} = \frac{m(g-a_1)l_4}{2l_1}$
-------------------------------------	---	---

1.9. Tính toán tải trọng tương đương

Hệ thống ray dẫn hướng có thể chịu tải và mô men theo cả 4 hướng của tải trọng hướng tâm, tải trọng đảo chiều hướng tâm, tải trọng mặt bên đồng thời. Khi hơn một tải trọng tác dụng lên hệ thống ray đồng thời, mọi tải trọng khác sẽ hướng vào tâm hoặc mặt bên tương đương, cho việc tính toán tuổi bền dịch vụ và hệ số an toàn tĩnh. Công thức tính toán được chỉ ra dưới đây :

$$P_E = |P_R| + |P_T|$$



Trong đó:

P_E : tải trọng tương đương

P_R : tải trọng hướng tâm tác dụng mặt trên

P_T : tải trọng tác dụng lên mặt bên

Momen tác dụng được tính theo công thức:

$$P_E = |P_R| + |P_T| + C_0 \frac{|M|}{M_R}$$

Trong đó:

C_0 : tải trọng tĩnh định mức

M : momen tính toán

M_R : momen tĩnh cho phép 2.1.10. Tính toán tải trọng trung bình

Công thức tính tải trọng trung bình:

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{1}{L} \times \sum_{n=1}^n (P_n^3 \cdot L_n)}$$

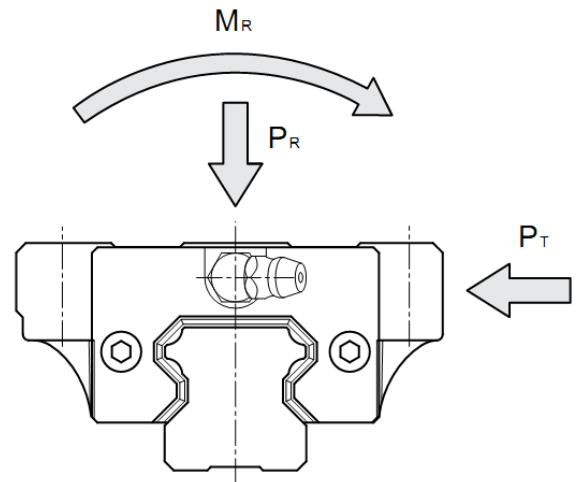
Trong đó:

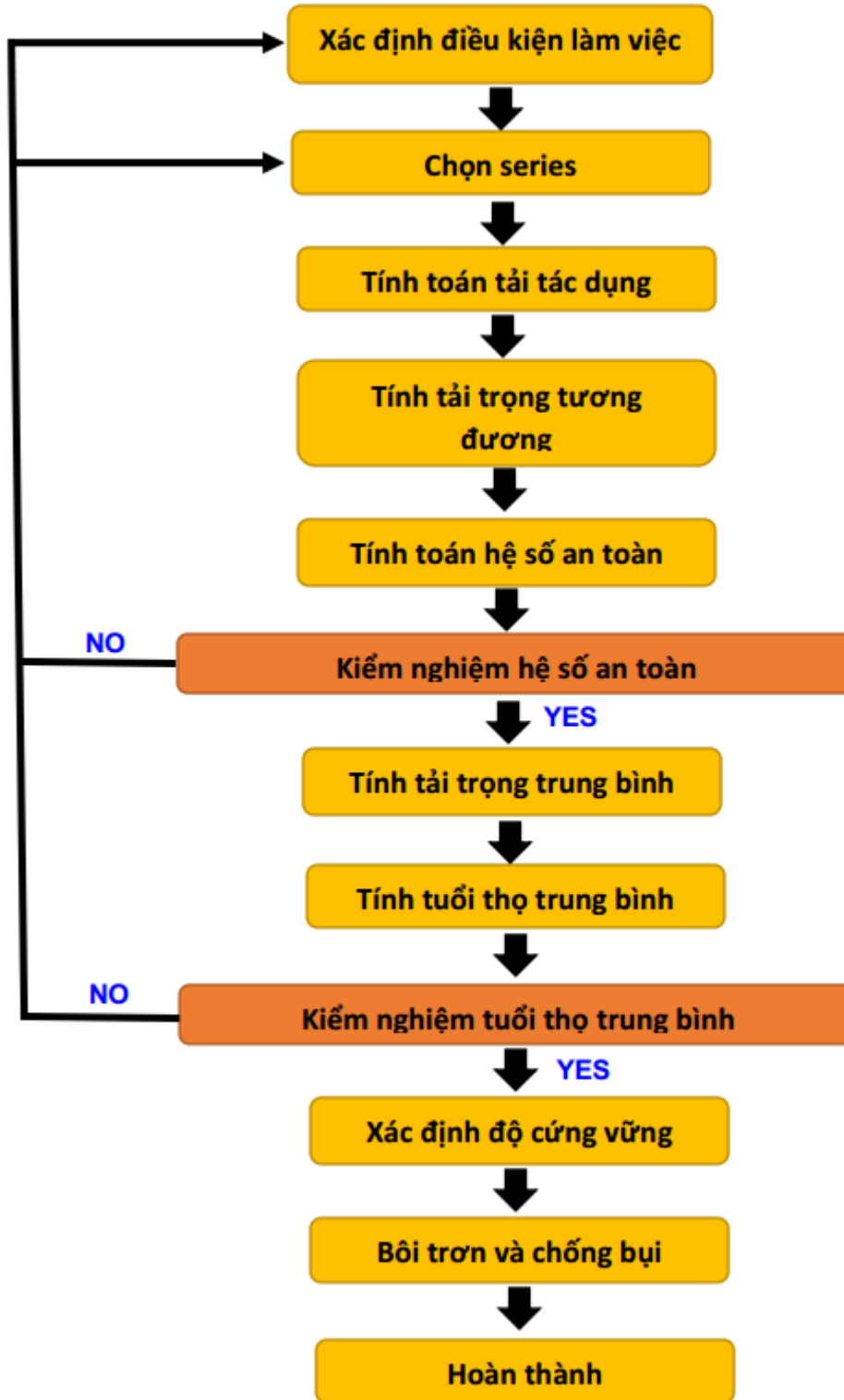
P_n : tải trọng biến thiên

L_n : khoảng dịch chuyển dưới tác

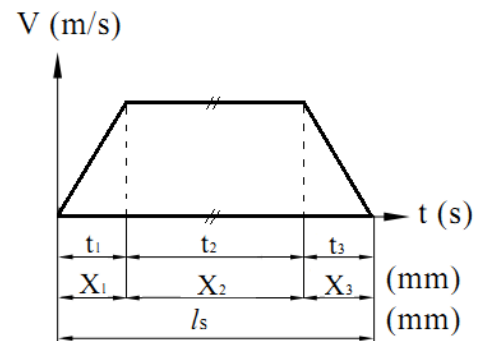
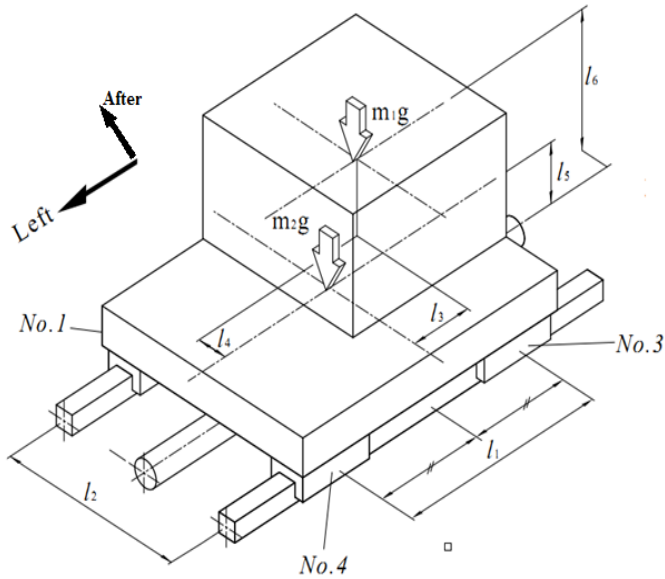
dụng của P_n

L : tổng chiều dài dịch chuyển

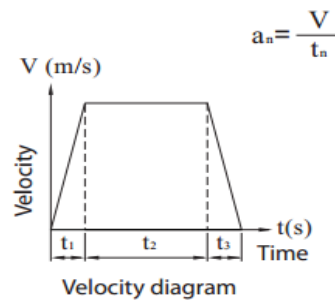
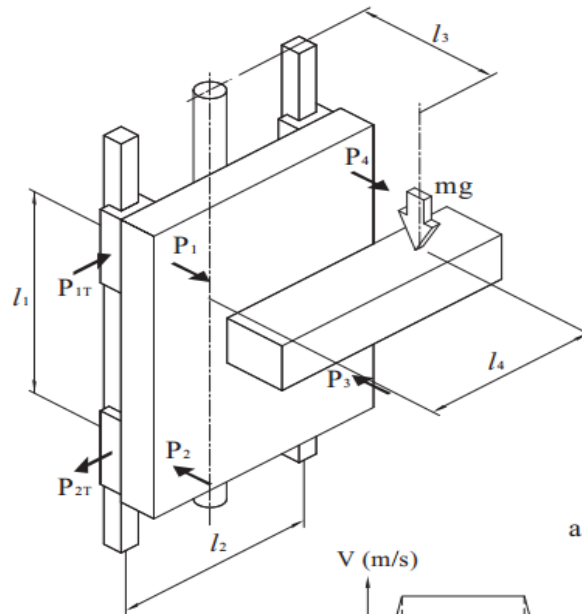




Quy trình tính toán ray dẫn hướng



Sơ đồ đặt lực và chế độ chuyển động bàn Y



Sơ đồ đặt lực và chế độ chuyển động bàn Z

2. Tính toán ray dẫn hướng bàn Y

Lựa chọn kích cỡ ray dẫn hướng nên giống như với đường kính vít me bi : + Chiều cao cụm ray dẫn và đường kính của vít me tương đối nhau

+ Đặc biệt là các hệ số tải trọng động, hệ số tải trọng tĩnh phù hợp với tính toán trong phần tính toán tải trọng để chọn trục vít me.

Select type

Select proper type and size

(If applied with ballscrew, the size of guideway should be similar to diameter of ballscrew.)

Ở đây lựa chọn loại MSA – LA vì sự đơn giản trong sự lắp ghép, sự thông dụng trên thị trường, độ cứng vững đảm bảo độ tin cậy và một phần bởi giá của nó cũng không quá cao.

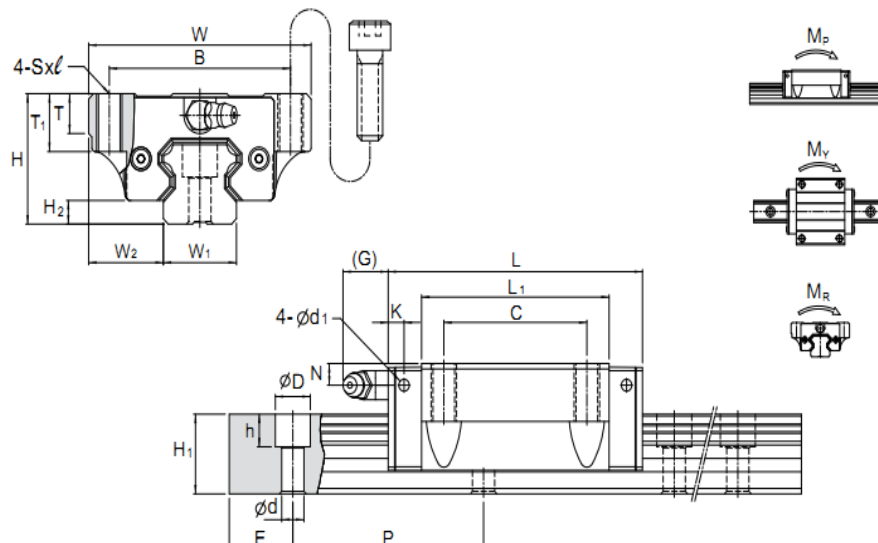
Một số thông tin cho MSA – LA Type : MSA có các dây bóng được thiết kế để góc tiếp xúc là 45 độ, cho phép nó chịu một tải trọng dạng tròn, hay đảo ngược hướng xuyên tâm hay hướng bên. Do đó, nó có thể được áp dụng trong bất kỳ hướng nào cài đặt. Hơn nữa MSA có thể đạt được cân bằng tải trước để tần độ cứng trong 4 chiều trong khi vẫn giữ khả năng giảm ma sát đến mức thấp. Loại này đặc biệt phù hợp với độ chính xác cao và độ cứng cao trong khi hoạt động. Thiết kế tuyến dầu bôi trơn làm cho chất bôi trơn phân bố đều trong vòng tuần hoàn. Do đó, bôi trơn tối ưu có thể đạt được trong bất kỳ hướng cài đặt nào và điều này thúc đẩy việc thực hiện trong hoạt động một cách chính xác, tối ưu tuổi thọ và độ tin cậy cao.

+ Sử dụng ray dẫn hướng có series: MSA35LA2SSF0 + R1000-20/20 P II có :

Hệ số tải động: $C = 63,6 \text{ kN}$.

Hệ số tải tĩnh: $C_0 = 100,6 \text{ kN}$.

Và các thông số khác như hình dưới:



Model No.	Rail dimension					Basic load rating		Static moment rating				Weight		
	Width W ₁	Height H ₁	Pitch P	E std.	D × h × d	Dynamic C kN	Static C ₀ kN	M _p kN-m		M _y kN-m		M _R kN-m	Carriage kg	Rail kg/m
								Single*	Double*	Single*	Double*			
MSA 35 A	34	29	80	20	14×12×9	52.0	75.5	0.93	5.47	0.93	5.47	1.25	1.61	6.6
MSA 35 LA						63.6	100.6	1.60	8.67	1.60	8.67	1.67	2.11	

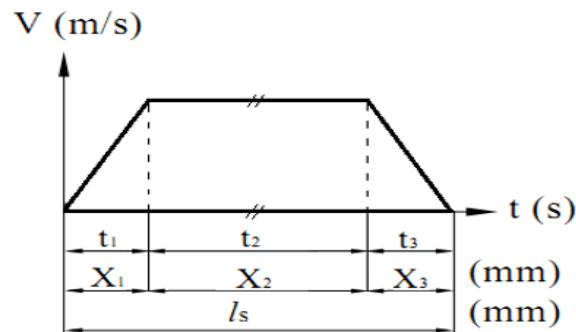
Model No.	External dimension					Carriage dimension										
	Height H	Width W	Length L	W ₂	H ₂	B	C	S × I	L ₁	T	T ₁	N	G	K	d ₁	Grease Nipple
MSA 35 A	48	100	111.2	33	9.5	82	62	M10×21	81	13	21	8	11.5	8.6	3.3	G-M6
MSA 35 LA			136.6						106.4							

+ Các thông số đầu vào:

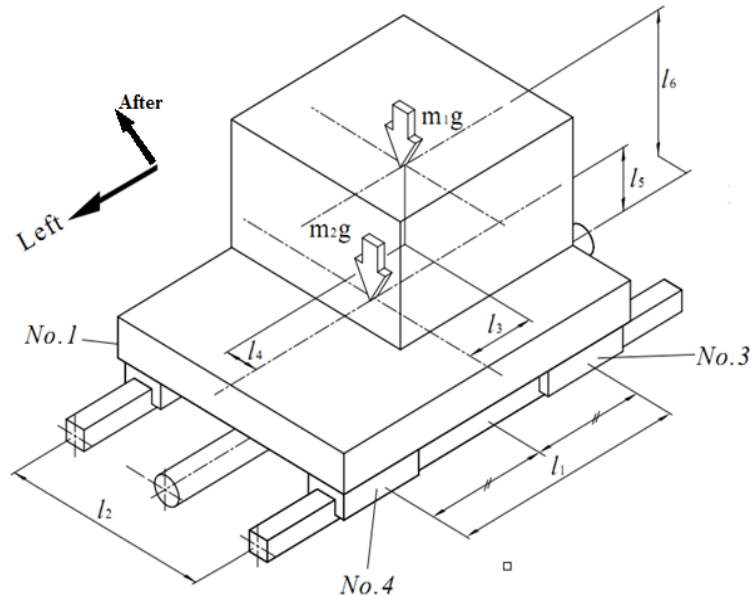
- Khối lượng phi: $m_1 = 400 \text{ kg}$.
- Khối lượng cụm bàn Y: $m_2 = 230 \text{ kg}$.
- Vận tốc chạy lớn nhất khi không gia công: $v = 18 \text{ m/ph} = 0,3 \text{ m/s}$.
- Gia tốc: $a = a_1 = a_3 = 5 \text{ m/s}^2$
- Hành trình dịch chuyển : $L_s = L_y = 1000 \text{ mm}$
- Các giai đoạn:

$$t_1 = t_3 = \frac{v}{a} = 0,06 \text{ s} \rightarrow X_1 = X_3 = \frac{v^2}{2a} = \frac{0.3^2}{2 \cdot 2.5 \cdot 10^{-3}} = 9 \text{ mm}.$$

$$X_2 = L_y - 2X_1 = 1000 - 9 \cdot 2 = 982 \text{ mm} \rightarrow t_2 = \frac{X_2}{v} = \frac{982 \cdot 10^{-3}}{0.3} = 3,3 \text{ s}$$



- Các đoạn di chuyển:
(Coi phi đặt chính giữa bàn máy, tâm phi trùng với tâm bàn máy)



- ✓ Khoảng cách giữa hai con chạy cùng ray: $l_1 = 350\text{mm}$.
- ✓ Khoảng cách giữa hai con chạy khác ray: $l_2 = 300\text{mm}$.
- ✓ Khoảng cách từ tâm phôi tới tâm bàn máy theo phương vuông góc với ray dẫn: $l_3 = 0$.
- ✓ Khoảng cách từ tâm phôi tới tâm bàn máy theo phương song song với ray dẫn: $l_4 = 0$.
- ✓ Độ cao từ tâm trục vít-me tới mặt bàn máy: $l_5 = 150\text{mm}$.
- ✓ Độ cao từ tâm trục vít-me tới phôi: $l_6 = 300\text{mm}$.

2.1. Tính toán các lực riêng rẽ

2.1.1. Chuyển động đều, lực hướng kính P_n

$$P_1 = \frac{m_1 g}{4} - \frac{m_1 g l_3}{2l_1} + \frac{m_1 g l_4}{2l_2} + \frac{m_2 g}{4} = 1575 \text{ N}$$

$$P_2 = \frac{m_1 g}{4} + \frac{m_1 g l_3}{2l_1} + \frac{m_1 g l_4}{2l_2} + \frac{m_2 g}{4} = 1575 \text{ N}$$

$$P_3 = \frac{m_1 g}{4} + \frac{m_1 g l_3}{2l_1} - \frac{m_1 g l_4}{2l_2} + \frac{m_2 g}{4} = 1575 \text{ N}$$

$$P_4 = \frac{m_1 g}{4} - \frac{m_1 g l_3}{2l_1} - \frac{m_1 g l_4}{2l_2} + \frac{m_2 g}{4} = 1575 \text{ N}$$

2.1.2. Chuyển động tăng tốc sang trái, lực $P_n a_1$

$$P_{1a_1} = P_1 - \frac{m_1 a_1 l_6}{2l_1} - \frac{m_2 a_1 l_5}{2l_1} = 471,4 \text{ N}$$

$$P_{2a_1} = P_2 + \frac{m_1 a_1 l_6}{2l_1} + \frac{m_2 a_1 l_5}{2l_1} = 2678,6 \text{ N}$$

$$P_{3a_1} = P_3 + \frac{m_1 a_1 l_6}{2l_1} + \frac{m_2 a_1 l_5}{2l_1} = 2678,6 \text{ N}$$

$$P_{4a_1} = P_4 - \frac{m_1 a_1 l_6}{2l_1} - \frac{m_2 a_1 l_5}{2l_1} = 471,4 \text{ N}$$

Tải phụ $P_{t_n} a_1$:



$$Pt_1la_1 = -\frac{m_1 a_1 l_4}{2l_1} = 0$$

$$Pt_2la_1 = \frac{m_1 a_1 l_4}{2l_1} = 0$$

$$Pt_3la_1 = \frac{m_1 a_1 l_4}{2l_1} = 0$$

$$Pt_4la_1 = -\frac{m_1 a_1 l_4}{2l_1} = 0$$

2.1.3. Chuyển động giảm tốc sang trái Pnla3

$$P_1la_3 = P_1 + \frac{m_1 a_3 l_6}{2l_1} + \frac{m_2 a_3 l_5}{2l_1} = 2678,6 \text{ N}$$

$$P_2la_3 = P_2 - \frac{m_1 a_3 l_6}{2l_1} - \frac{m_2 a_3 l_5}{2l_1} = 471,4 \text{ N}$$

$$P_3la_3 = P_3 - \frac{m_1 a_3 l_6}{2l_1} - \frac{m_2 a_3 l_5}{2l_1} = 471,4 \text{ N}$$

$$P_4la_3 = P_4 + \frac{m_1 a_3 l_6}{2l_1} + \frac{m_2 a_3 l_5}{2l_1} = 2678,6 \text{ N}$$

Tải phụ $P_{t_n}la_3$:

$$Pt_1la_3 = \frac{m_1 a_3 l_4}{2l_1} = 0$$

$$Pt_2la_3 = -\frac{m_1 a_3 l_4}{2l_1} = 0$$

$$Pt_3la_3 = -\frac{m_1 a_3 l_4}{2l_1} = 0$$

$$Pt_4la_3 = \frac{m_1 a_3 l_4}{2l_1} = 0$$

2.1.4. Chuyển động tăng tốc sang phải, lực Pnra1

$$P_1ra_1 = P_1 + \frac{m_1 a_1 l_6}{2l_1} + \frac{m_2 a_1 l_5}{2l_1} = 2678,6 \text{ N}$$

$$P_2ra_1 = P_2 - \frac{m_1 a_1 l_6}{2l_1} - \frac{m_2 a_1 l_5}{2l_1} = 471,4 \text{ N}$$

$$P_3ra_1 = P_3 - \frac{m_1 a_1 l_6}{2l_1} - \frac{m_2 a_1 l_5}{2l_1} = 471,4 \text{ N}$$

$$P_4ra_1 = P_4 + \frac{m_1 a_1 l_6}{2l_1} + \frac{m_2 a_1 l_5}{2l_1} = 2678,6 \text{ N}$$

Tải phụ $P_{t_n}ra_1$:

$$Pt_1ra_1 = \frac{m_1 a_1 l_4}{2l_1} = 0$$

$$Pt_2ra_1 = -\frac{m_1 a_1 l_4}{2l_1} = 0$$



$$Pt_{3ra1} = -\frac{m_1 a_1 l_4}{2l_1} = 0$$

$$Pt_{4ra1} = \frac{m_1 a_1 l_4}{2l_1} = 0$$

2.1.5. Chuyển động giảm tốc sang phải P_nra_3

$$P_{1ra3} = P_1 - \frac{m_1 a_3 l_6}{2l_1} - \frac{m_2 a_3 l_5}{2l_1} = 471,4 \text{ N}$$

$$P_{2ra3} = P_2 + \frac{m_1 a_3 l_6}{2l_1} + \frac{m_2 a_3 l_5}{2l_1} = 2678,6 \text{ N}$$

$$P_{3ra3} = P_3 + \frac{m_1 a_3 l_6}{2l_1} + \frac{m_2 a_3 l_5}{2l_1} = 2678,6 \text{ N}$$

$$P_{4ra3} = P_4 - \frac{m_1 a_3 l_6}{2l_1} - \frac{m_2 a_3 l_5}{2l_1} = 471,4 \text{ N}$$

Tải phụ P_{nra3} :

$$Pt_{1ra3} = -\frac{m_1 a_3 l_4}{2l_1} = 0$$

$$Pt_{2ra3} = \frac{m_1 a_3 l_4}{2l_1} = 0$$

$$Pt_{3ra3} = \frac{m_1 a_3 l_4}{2l_1} = 0$$

$$Pt_{4ra3} = -\frac{m_1 a_3 l_4}{2l_1} = 0$$

2.2. Tính toán tải tương đương

2.2.1. Khi chuyển động đều

$$P_{E1} = P_1 = 1575 \text{ N}$$

$$P_{E2} = P_2 = 1575 \text{ N}$$

$$P_{E3} = P_3 = 1575 \text{ N}$$

$$P_{E4} = P_4 = 1575 \text{ N}$$

2.2.2. Khi tăng tốc sang trái

$$P_{E1}l_{a1} = |P_1l_{a1}| + |Pt_1l_{a1}| = 471,4 \text{ N}$$

$$P_{E2}l_{a1} = |P_2l_{a1}| + |Pt_2l_{a1}| = 2678,6 \text{ N}$$

$$P_{E3}l_{a1} = |P_3l_{a1}| + |Pt_3l_{a1}| = 2678,6 \text{ N}$$

$$P_{E4}l_{a1} = |P_4l_{a1}| + |Pt_4l_{a1}| = 471,4 \text{ N}$$



2.2.3. Khi giảm tốc sang trái

$$P_{E1}l_{a3} = |P_1l_{a3}| + |Pt_1l_{a3}| = 2678,6 \text{ N}$$

$$P_{E2}l_{a3} = |P_2l_{a3}| + |Pt_2l_{a3}| = 471,4 \text{ N}$$

$$P_{E3}l_{a3} = |P_3l_{a3}| + |Pt_3l_{a3}| = 471,4 \text{ N}$$

$$P_{E4}l_{a3} = |P_4l_{a3}| + |Pt_4l_{a3}| = 2678,6 \text{ N}$$

2.2.4. Khi tăng tốc sang phải

$$P_{E1}r_{a1} = |P_1l_{a1}| + |Pt_1l_{a1}| = 2678,6 \text{ N}$$

$$P_{E2}r_{a1} = |P_2l_{a1}| + |Pt_2l_{a1}| = 471,4 \text{ N}$$

$$P_{E3}r_{a1} = |P_3l_{a1}| + |Pt_3l_{a1}| = 471,4 \text{ N}$$

$$P_{E4}r_{a1} = |P_4l_{a1}| + |Pt_4l_{a1}| = 2678,6 \text{ N}$$

2.2.5. Khi giảm tốc sang phải

$$P_{E1}r_{a3} = |P_1l_{a3}| + |Pt_1l_{a3}| = 2678,6 \text{ N}$$

$$P_{E2}r_{a3} = |P_2l_{a3}| + |Pt_2l_{a3}| = 471,4 \text{ N}$$

$$P_{E3}r_{a3} = |P_3l_{a3}| + |Pt_3l_{a3}| = 471,4 \text{ N}$$

$$P_{E4}r_{a3} = |P_4l_{a3}| + |Pt_4l_{a3}| = 2678,6 \text{ N}$$

2.3. Tính toán hệ số tĩnh

$$f_s = \frac{C_0}{P_{E2}l_{a1}} = \frac{100,6 \cdot 10^3}{2678,6} = 37,6$$

→ Đủ điều kiện an toàn

2.4. Tính toán tải trung bình P_{mn}

$$P_{m1} = \sqrt[3]{\frac{P_{E1}l_{a1}^3X_1 + P_{E1}^3X_2 + P_{E1}l_{a3}^3X_3 + P_{E1}r_{a1}^3X_1 + P_{E1}^3X_2 + P_{E1}r_{a3}^3X_3}{2I_s}} = 1600,1 \text{ N}$$

$$P_{m2} = \sqrt[3]{\frac{P_{E2}l_{a1}^3X_1 + P_{E2}^3X_2 + P_{E2}l_{a3}^3X_3 + P_{E2}r_{a1}^3X_1 + P_{E2}^3X_2 + P_{E2}r_{a3}^3X_3}{2I_s}} = 1600,1 \text{ N}$$

$$P_{m3} = \sqrt[3]{\frac{P_{E3}l_{a1}^3X_1 + P_{E3}^3X_2 + P_{E3}l_{a3}^3X_3 + P_{E3}r_{a1}^3X_1 + P_{E3}^3X_2 + P_{E3}r_{a3}^3X_3}{2I_s}} = 1600,1 \text{ N}$$

$$P_{m4} = \sqrt[3]{\frac{P_{E4} l a_1^3 X_1 + P_{E4}^3 X_2 + P_{E4} l a_3^3 X_3 + P_{E4} r a_1^3 X_1 + P_{E4}^3 X_2 + P_{E4} r a_3^3 X_3}{2l_s}} = 1600,1 \text{ N}$$

2.5. Tính toán tuổi thọ danh nghĩa L_n

Lấy hệ số tải trọng $f_w = 1.5$

Chế độ	Vận tốc	f_w
Nhẹ	$V < 15$ (m/min)	1,0 – 1,2
Trung bình	$15 < V < 60$ (m/min)	1,2 – 1,5
Nặng	$V > 60$ (m/min)	1,5 – 3,0

$$L_1 = \left(\frac{C}{f_w \cdot P_{m1}} \right)^3 \cdot 50 = 930307 \text{ km}$$

$$L_2 = \left(\frac{C}{f_w \cdot P_{m2}} \right)^3 \cdot 50 = 930307 \text{ km}$$

$$L_3 = \left(\frac{C}{f_w \cdot P_{m3}} \right)^3 \cdot 50 = 930307 \text{ km}$$

$$L_4 = \left(\frac{C}{f_w \cdot P_{m4}} \right)^3 \cdot 50 = 930307 \text{ km}$$

3. Tính toán ray dẫn hướng bàn Z

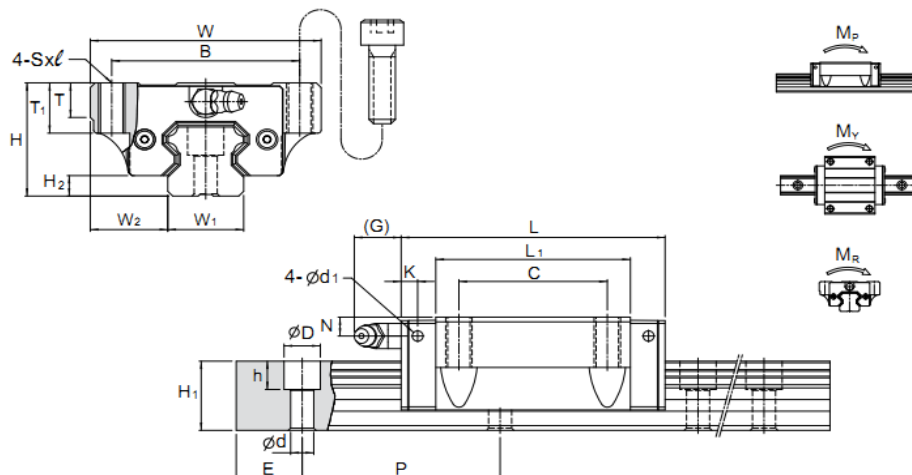
Tương tự như với tính toán của bàn Y chỉ có điều khác là phần tính toán bàn Z sẽ có một số công thức khác với bàn Y vì chuyển động của bàn Z là chuyển động thẳng đứng (gồm lên và xuống).

+ Sử dụng ray dẫn hướng có series: MSA25LA2SSF0 + R1000-20/20 P II có :

Hệ số tải động: $C = 34,4 \text{ kN}$.

Hệ số tải tĩnh: $C_0 = 56,6 \text{ kN}$.

Và các thông số khác như hình dưới:



Model No.	Rail dimension					Basic load rating		Static moment rating				Weight		
	Width W ₁	Height H ₁	Pitch P	E std.	D × h × d	Dynamic C kN	Static C ₀ kN	M _p kN-m		M _v kN-m		M _R kN-m	Carriage kg	Rail kg/m
								Single*	Double*	Single*	Double*			
MSA 25 A	23	22	60	20	11×9×7	28.1	42.4	0.39	2.20	0.39	2.20	0.48	0.62	3.4
MSA 25 LA						34.4	56.6	0.67	3.52	0.67	3.52	0.63	0.82	

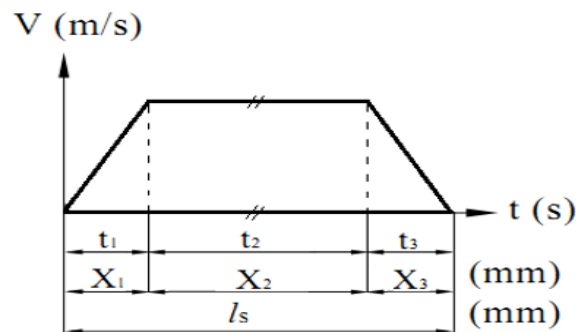
Model No.	External dimension					Carriage dimension										
	Height H	Width W	Length L	W ₂	H ₂	B	C	S × I	L ₁	T	T ₁	N	G	K	d ₁	Grease Nipple
MSA 25 A	36	70	81.6	23.5	6.5	57	45	M8×16	59	11	16	6	12	5.8	3.3	G-M6
MSA 25 LA			100.6						78							

+ Các thông số đầu vào:

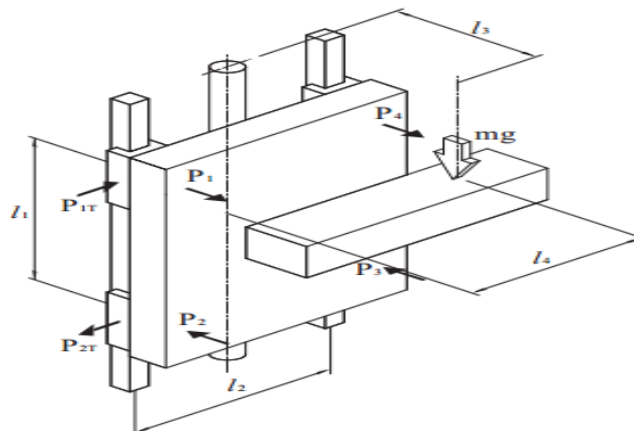
- Khối lượng phôi trên bàn Z: $m_1 = 0$ kg.
- Khối lượng cụm bàn Z : $m = 155$ kg.
- Vận tốc chạy lớn nhất khi không gia công: $v = 18$ m/ph = $0,3$ m/s.
- Gia tốc: $a = a_1 = a_3 = 5$ m/s²
- Hành trình dịch chuyển : $L_s = L_z = 1000$ mm
- Các giai đoạn:

$$t_1 = t_3 = \frac{v}{a} = 0,06s \rightarrow X_1 = X_3 = \frac{v^2}{2a} = \frac{0,3^2}{2 \cdot 5 \cdot 10^{-3}} = 9\text{mm.}$$

$$X_2 = L_y - 2X_1 = 1000 - 9 \cdot 2 = 982\text{mm} \rightarrow t_2 = \frac{X_2}{v} = \frac{982 \cdot 10^{-3}}{0,3} = 3,3s$$



- Các đoạn di chuyển:
(Coi cụm bàn máy Z làm tải trọng chính, tâm là tâm bàn máy)





- ✓ Khoảng cách giữa hai con chạy cùng ray: $l_1 = 350\text{mm}$.
- ✓ Khoảng cách giữa hai con chạy khác ray: $l_2 = 300\text{mm}$.
- ✓ Khoảng cách từ tâm cụm bàn máy tới tâm vitme theo phương vuông góc với ray dẫn: $l_3 = 100\text{mm}$.
- ✓ Khoảng cách từ tâm phôi tới tâm bàn máy theo phương song song với ray dẫn: $l_4 = 0$.

3.1. Tính toán các lực riêng rẽ

3.1.1. Chuyển động đều, lực hướng kính P_n

$$P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = \frac{mgl_3}{2l_1} = 221,4\text{N}$$

3.1.2. Chuyển động tăng tốc đi xuống, lực $P_n da_1$

$$P_1 da_1 = P_1 + \frac{m_1 a_1 l_3}{2l_1} = 332,1\text{ N}$$

$$P_2 da_1 = P_2 - \frac{m_1 a_1 l_3}{2l_1} = 110,7\text{ N}$$

$$P_3 da_1 = P_3 - \frac{m_1 a_1 l_3}{2l_1} = 110,7\text{ N}$$

$$P_4 da_1 = P_4 + \frac{m_1 a_1 l_3}{2l_1} = 332,1\text{ N}$$

Tải phụ $P_{t_n} da_1$:

$$P_{t_1} da_1 = -\frac{m_1 a_1 l_4}{2l_1} = 0$$

$$P_{t_2} da_1 = \frac{m_1 a_1 l_4}{2l_1} = 0$$

$$P_{t_3} da_1 = \frac{m_1 a_1 l_4}{2l_1} = 0$$

$$P_{t_4} da_1 = -\frac{m_1 a_1 l_4}{2l_1} = 0$$

3.1.3. Chuyển động giảm tốc đi xuống $P_n da_3$

$$P_1 da_3 = P_1 - \frac{m_1 a_3 l_3}{2l_1} = 110,7\text{ N}$$

$$P_2 da_3 = P_2 + \frac{m_1 a_3 l_3}{2l_1} = 332,1$$

$$P_3 da_3 = P_3 + \frac{m_1 a_3 l_3}{2l_1} = 332,1\text{ N}$$

$$P_4 da_3 = P_4 - \frac{m_1 a_3 l_3}{2l_1} = 110,7\text{ N}$$

Tải phụ $P_{t_n} da_3$:

$$P_{t_1} da_3 = \frac{m_1 a_3 l_4}{2l_1} = 0$$



$$P_{t2da3} = -\frac{m_1 a_3 l_4}{2l_1} = 0$$

$$P_{t3da3} = -\frac{m_1 a_3 l_4}{2l_1} = 0$$

$$P_{t4da3} = \frac{m_1 a_3 l_4}{2l_1} = 0$$

3.1.4. Chuyển động giảm tốc đi lên, lực P_{nua3}

$$P_{1ua3} = P_1 + \frac{m_1 a_3 l_3}{2l_1} = 332,1 \text{ N}$$

$$P_{2ua3} = P_2 - \frac{m_1 a_3 l_3}{2l_1} = 110,7 \text{ N}$$

$$P_{3ua3} = P_3 - \frac{m_1 a_3 l_3}{2l_1} = 110,7 \text{ N}$$

$$P_{4ua3} = P_4 + \frac{m_1 a_3 l_3}{2l_1} = 332,1 \text{ N}$$

Tải phụ P_{t_nua3} :

$$P_{t1ua3} = \frac{m_1 a_3 l_4}{2l_1} = 0$$

$$P_{t2ua3} = -\frac{m_1 a_3 l_4}{2l_1} = 0$$

$$P_{t3ua3} = -\frac{m_1 a_3 l_4}{2l_1} = 0$$

$$P_{t4ua3} = \frac{m_1 a_3 l_4}{2l_1} = 0$$

3.1.5. Chuyển động tăng tốc đi lên P_{nua1}

$$P_{1ua1} = P_1 - \frac{m_1 a_1 l_3}{2l_1} = 110,7 \text{ N}$$

$$P_{2ua1} = P_2 + \frac{m_1 a_1 l_3}{2l_1} = 332,1 \text{ N}$$

$$P_{3ua1} = P_3 + \frac{m_1 a_1 l_3}{2l_1} = 332,1 \text{ N}$$

$$P_{4ua1} = P_4 - \frac{m_1 a_1 l_3}{2l_1} = 110,7 \text{ N}$$

Tải phụ P_{t_nua1} :

$$P_{t1ua1} = -\frac{m_1 a_1 l_4}{2l_1} = 0$$

$$P_{t2ua1} = \frac{m_1 a_1 l_4}{2l_1} = 0$$



$$P_{t3ua1} = \frac{m_1 a_1 l_4}{2l_1} = 0$$

$$P_{t4ua1} = -\frac{m_1 a_1 l_4}{2l_1} = 0$$

3.2. Tính toán tải tương đương

3.2.1. Khi chuyển động đều

$$P_{E1} = P_1 = 221,4N$$

$$P_{E2} = P_2 = 221,4 N$$

$$P_{E3} = P_3 = 221,4 N$$

$$P_{E4} = P_4 = 221,4 N$$

3.2.2. Khi tăng tốc đi xuống

$$P_{E1da1} = |P_1 da_1| + |P_{t1} da_1| = 332,1N$$

$$P_{E2da1} = |P_2 da_1| + |P_{t2} da_1| = 110,7 N$$

$$P_{E3da1} = |P_3 da_1| + |P_{t3} da_1| = 110,7 N$$

$$P_{E4da1} = |P_4 da_1| + |P_{t4} da_1| = 332,1 N$$

3.2.3. Khi giảm tốc đi xuống

$$P_{E1da3} = |P_1 da_3| + |P_{t1} da_3| = 110,7 N$$

$$P_{E2da3} = |P_2 da_3| + |P_{t2} da_3| = 332,1 N$$

$$P_{E3da3} = |P_3 da_3| + |P_{t3} da_3| = 332,1 N$$

$$P_{E4da3} = |P_4 da_3| + |P_{t4} da_3| = 110,7 N$$

3.2.4. Khi tăng tốc đi lên

$$P_{E1ua1} = |P_1 ua_1| + |P_{t1} ua_1| = 110,7 N$$

$$P_{E2ua1} = |P_2 ua_1| + |P_{t2} ua_1| = 332,1 N$$

$$P_{E3ua1} = |P_3 ua_1| + |P_{t3} ua_1| = 332,1 N$$

$$P_{E4ua1} = |P_4 ua_1| + |P_{t4} ua_1| = 110,7 N$$

3.2.5. Khi giảm tốc đi lên

$$P_{E1ua3} = |P_1 ua_3| + |P_{t1} ua_3| = 332,1 N$$

$$P_{E2ra3} = |P_2 ua_3| + |P_{t2} ua_3| = 110,7 N$$

$$P_{E3ra3} = |P_3 ua_3| + |P_{t3} ua_3| = 110,7 N$$

$$P_{E4ra3} = |P_4 ua_3| + |P_{t4} ua_3| = 332,1 N$$

**3.3. Tính toán hệ số tĩnh**

$$f_s = \frac{C_0}{P_{E1} da_1} = \frac{56,6 \cdot 10^3}{332,1} = 170$$

→ Đủ điều kiện an toàn

3.4. Tính toán tải trung bình P_{mn}

$$P_{m1} = \sqrt[3]{\frac{P_{E1} da_1^3 X_1 + P_{E1}^3 X_2 + P_{E1} da_3^3 X_3 + P_{E1} ua_1^3 X_1 + P_{E1}^3 X_2 + P_{E1} ua_3^3 X_3}{2l_s}} = 222,4 \text{ N}$$

$$P_{m2} = \sqrt[3]{\frac{P_{E2} da_1^3 X_1 + P_{E2}^3 X_2 + P_{E2} da_3^3 X_3 + P_{E2} ua_1^3 X_1 + P_{E2}^3 X_2 + P_{E2} ua_3^3 X_3}{2l_s}} = 222,4 \text{ N}$$

$$P_{m3} = \sqrt[3]{\frac{P_{E3} da_1^3 X_1 + P_{E3}^3 X_2 + P_{E3} da_3^3 X_3 + P_{E3} ua_1^3 X_1 + P_{E3}^3 X_2 + P_{E3} ua_3^3 X_3}{2l_s}} = 222,4 \text{ N}$$

$$P_{m4} = \sqrt[3]{\frac{P_{E4} da_1^3 X_1 + P_{E4}^3 X_2 + P_{E4} da_3^3 X_3 + P_{E4} ua_1^3 X_1 + P_{E4}^3 X_2 + P_{E4} ua_3^3 X_3}{2l_s}} = 222,4 \text{ N}$$

3.5. Tính toán tuổi thọ danh nghĩa L_n Lấy hệ số tải trọng $f_w = 1.5$

Chế độ	Vận tốc	f_w
Nhẹ	$V < 15$ (m/min)	1,0 – 1,2
Trung bình	$15 < V < 60$ (m/min)	1,2 – 1,5
Nặng	$V > 60$ (m/min)	1,5 – 3,0

$$L_1 = \left(\frac{C}{f_w \cdot P_{m1}} \right)^3 \cdot 50 = 54823557 \text{ km}$$

$$L_2 = \left(\frac{C}{f_w \cdot P_{m2}} \right)^3 \cdot 50 = 54823557 \text{ km}$$

$$L_3 = \left(\frac{C}{f_w \cdot P_{m3}} \right)^3 \cdot 50 = 54823557 \text{ km}$$

$$L_4 = \left(\frac{C}{f_w \cdot P_{m4}} \right)^3 \cdot 50 = 54823557 \text{ km}$$



Kết luận

Bài toán : Tính toán thiết kế hệ thống dẫn hướng dùng cho máy phay CNC 3 trục.

Dựa vào bài toán ta tính chọn được các chi tiết ,bộ phận dùng trong các máy CNC.

1. **Vít me bi** trục chính Y và Z với chiều dài làm việc cho trước ta xác định được đường kính cho phép phù hợp với vận tốc yêu cầu của máy và hệ số tải trọng động dưới yêu cầu của tải trọng cho phép.

2. **Ổ đỡ** xác định được loại cần thiết cho 2 trục với hệ số tải trọng tính toán được.

3. **Động cơ** có công suất và momen xoắn momen khởi động phù hợp với quá trình tăng tốc, giảm tốc và giai đoạn làm việc của máy.

4. Chọn được **ray dẫn hướng**

Các thông số tính chọn được :

STT	Tên gọi	Thông số	Ghi chú
1	Vít me bi trục Y	40-10B2-FDWC	Hãng PMI
2	Vít me bi trục Z	45-10B3-FDWC	Hãng PMI
3	Ổ đỡ bi 1 dãy trục Y	7406B	Hãng SKF
4	Ổ đỡ bi 1 dãy trục Z	7407B	Hãng SKF
5	Động cơ trục Y	AM 1400C	Hãng Anilam
6	Động cơ trục Z	AM 1400C	Hãng Anilam
7	Ray dẫn trục Y	MSA 25LA	Hãng PMI
8	Ray dẫn trục Z	MSA 35LA	Hãng PMI



Tài liệu tham khảo

1. PMI ballscrews catalog, Precision motion industries, INC
2. PMI linear guideway, Precision motion industries, INC
3. Ballscrews technical information, Hiwin motion control and system technology
4. Linear guideway technical information, Hiwin motion control and system technology
5. Machine tools for high performance machining, L.N.López de Lacalle, A.Lamikiz
6. Website của các hãng : www.pmi-amt.com, www.Hiwin.com, www.skf.com, www.alibaba.com, www.anilam.com,
7. Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí (tập 1, tập 2) - Trịnh Chất – Lê Văn Uyển – NXB Giáo dục.
9. Sổ tay Công nghệ chế tạo máy - tập 1,2,3 - GS N Nguyễn Đắc Lộc - XB Khoa học và Kỹ thuật.
10. Giáo trình dung sai lắp ghép và kỹ thuật đo lường - Pgs.Ts.Ninh Đức Tồn