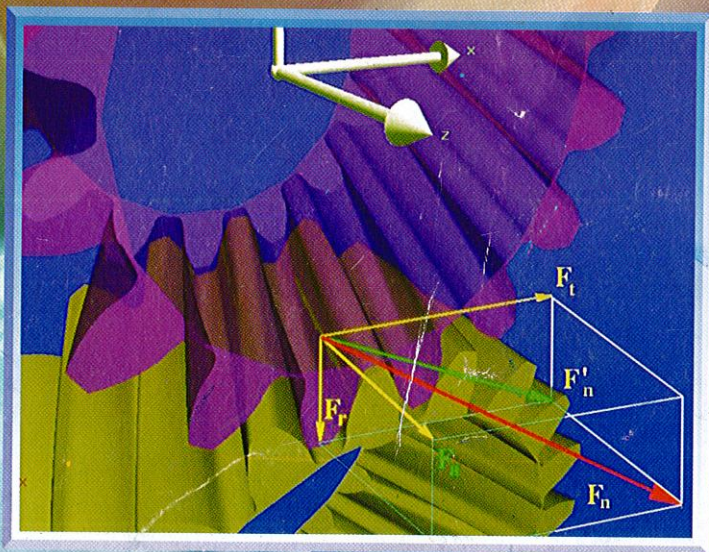


K2.154

PGS. TS. LÊ VĂN UYÊN

CƠ SỞ THIẾT KẾ MÁY



THƯ VIỆN
HUBT

NHÀ XUẤT BẢN GIÁO DỤC VIỆT NAM

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

PGS.TS. LÊ VĂN UYÊN

CƠ SỞ THIẾT KẾ MÁY

TRƯỜNG Đ. H. KHOA Đ. ANH H. Đ. CÔNG NGHỆ H. A. NỘI
THƯ VIỆN



THƯ VIỆN
HUBT

NHÀ XUẤT BẢN GIÁO DỤC VIỆT NAM

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

YAM EN TƏHT 02 09

YAM EN TƏHT 02 09



**THƯ VIỆN
HUBT**

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

LỜI NÓI ĐẦU

Cơ sở thiết kế máy được biên soạn nhằm phục vụ cho việc dạy và học môn học “Cơ sở thiết kế máy” hay còn gọi là “Chi tiết máy” được nhiều trường Đại học và Cao đẳng kỹ thuật đưa vào hệ thống giảng dạy chính thức.

Sách được biên soạn nhằm trang bị những kiến thức cơ bản về tính toán thiết kế các chi tiết máy làm cơ sở và nền tảng cho thiết kế các máy công tác. Đồng thời rèn luyện kỹ năng phân tích và tư duy của sinh viên về hệ thống làm việc của các máy công tác và khả năng áp dụng các kiến thức được trang bị vào công việc thiết kế, kiểm tra hoặc thẩm định. Trong sách có bổ sung thêm những chi tiết máy mà trong một số tài liệu khác đã đề cập nhưng chưa hoàn chỉnh, đồng thời đưa thêm một số chi tiết máy mà gần đây trên thế giới được sử dụng nhiều.

Cuốn sách là tài liệu tham khảo cho các bạn sinh viên hiện đang theo học ở các trường Đại học và Cao đẳng, đặc biệt đối với sinh viên đang theo học hệ tín chỉ, cho các cán bộ làm công tác giảng dạy môn học *Cơ sở thiết kế máy* tại các trường Đại học và Cao đẳng.

Trong quá trình biên soạn không tránh khỏi những thiếu sót, tác giả rất mong nhận được nhiều ý kiến đóng góp của đồng nghiệp và bạn đọc. Mọi ý kiến đóng góp xin gửi về Công ty Cổ phần sách Đại học - Dạy nghề – Nhà xuất bản Giáo dục Việt Nam, 25 Hàn Thuyên, Hà Nội.

Tác giả





THƯ VIỆN
HUBT

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Phần 1

TỔNG QUAN VỀ THIẾT KẾ MÁY VÀ CHI TIẾT MÁY

Chương 1

ĐẠI CƯƠNG VỀ THIẾT KẾ MÁY VÀ CHI TIẾT MÁY

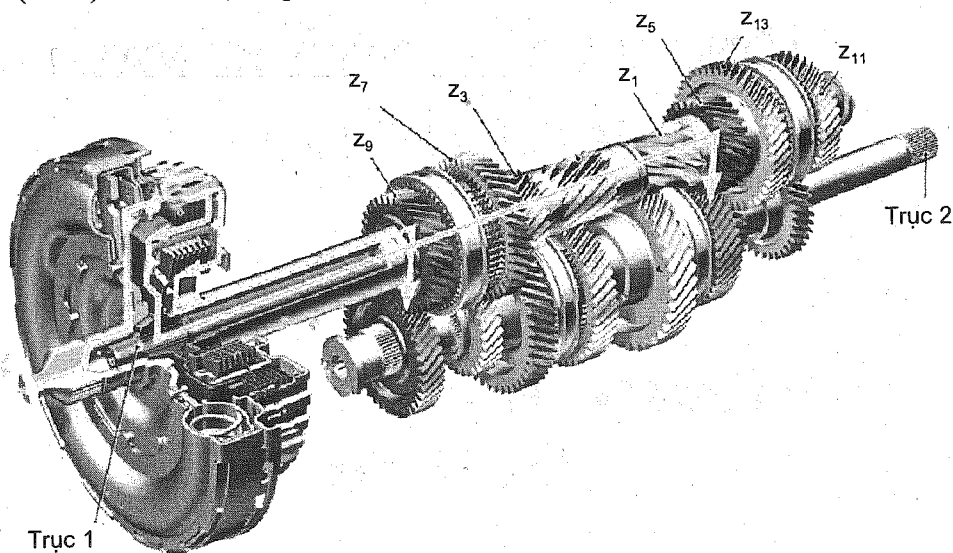
1.1. KHÁI NIỆM VỀ THIẾT KẾ

1.1.1. Khái niệm về máy và chi tiết máy

Trong đời sống chúng ta bắt gặp rất nhiều các sản phẩm cơ khí đã được thiết kế và chế tạo. Các sản phẩm này thuộc các lĩnh vực khác nhau như: các sản phẩm gia dụng: máy cắt cỏ, máy điều hòa, máy chế biến thức ăn,...; các sản phẩm thuộc hệ thống sản xuất: các máy gia công kim loại; các máy nâng và vận chuyển, các thiết bị đóng gói, các Rôbốt công nghiệp, các máy điều khiển số như các máy CNC,...; các thiết bị xây dựng, khai khoáng, các máy nông nghiệp, máy vận tải hoặc các thiết bị phục vụ nghiên cứu không gian,...

Trên hình 1.1 là hộp số của xe ô tô do hãng ô tô Audi sản xuất. Hộp số có chức năng là thay đổi tốc độ của trục thứ cấp (thay đổi vô cấp hay có cấp). Trong trường hợp đang xét, ở đầu vào của trục 1 (Input shaft 1) được lắp biến mô có nhiệm vụ nhận chuyển động từ động cơ, mặt khác trên trục 1 có lắp 7 bánh trụ răng nghiêng có số răng $Z_1, Z_3, \dots, Z_{13}$. Các bánh răng này lần lượt ăn khớp với 7 bánh răng có số răng $Z_2, Z_4, \dots, Z_{14}$ lắp trên trục thứ 2

(Output shaft 2). Như vậy khi trục 1 quay với tốc độ n_1 thì ở trục ra nhận được 7 tốc độ khác nhau. Để truyền mômen từ trục 1 sang bánh răng và từ bánh răng sang trục 2 ta sử dụng mối ghép then. Các trục được lắp trên các gối (ổ lăn) còn ổ được lắp lên vỏ (thân máy).



Hình 1.1

Như vậy: Máy công tác được cấu tạo từ nhiều bộ phận hay nhiều chi tiết khác nhau để thực hiện một công hữu ích nhằm thay thế lao động chân tay có năng suất thấp bằng lao động máy móc có năng suất và chất lượng cao.

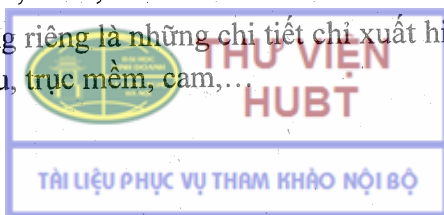
1.1.2. Phân loại chi tiết máy

Chi tiết máy thực hiện chức năng nhất định trong bộ phận hay cơ cấu máy. Chi tiết có thể là 1 chi tiết hoàn chỉnh (bánh răng, trục, then, lò xo,...), cũng có thể là 1 cụm các chi tiết được liên kết với nhau để tạo thành chi tiết hoàn chỉnh (ổ lăn, khớp nối, dây xích).

Chi tiết máy có thể phân thành hai loại:

- Chi tiết công dụng chung là những chi tiết có hình dạng kết cấu, cùng chức năng và có thể gặp ở bất cứ loại máy công tác nào như các loại ốc vít, bánh răng, đai, xích, trục, ổ lăn,...

- Chi tiết công dụng riêng là những chi tiết chỉ xuất hiện trong 1 số máy công tác như trục khuỷu, trục mềm, cam,...



1.2. NỘI DUNG VÀ QUÁ TRÌNH THIẾT KẾ MÁY, CHI TIẾT MÁY

1.2.1. Nội dung và yêu cầu thiết kế máy, chi tiết máy

Máy được thiết kế nhằm đáp ứng được các yêu cầu kỹ thuật (khách hàng) và phải có độ tin cậy, hiệu suất cao, an toàn, kinh tế và thực tế trong chế tạo. Ngoài ra còn một số yêu cầu khác như kiểu dáng, thay thế và có tính thân thiện với môi trường (sử dụng nguồn năng lượng và vật liệu, không ồn, không gây ô nhiễm,...). Vì vậy việc thiết kế máy để đảm bảo các yêu cầu trên là một vấn đề hết sức phức tạp. Nội dung của thiết kế máy và chi tiết máy (được xây dựng trên cơ sở các yêu cầu cụ thể của máy được thiết kế) bao gồm:

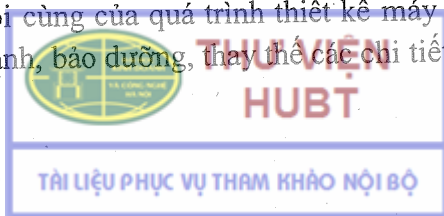
1.2.1.1. Nội dung của thiết kế máy

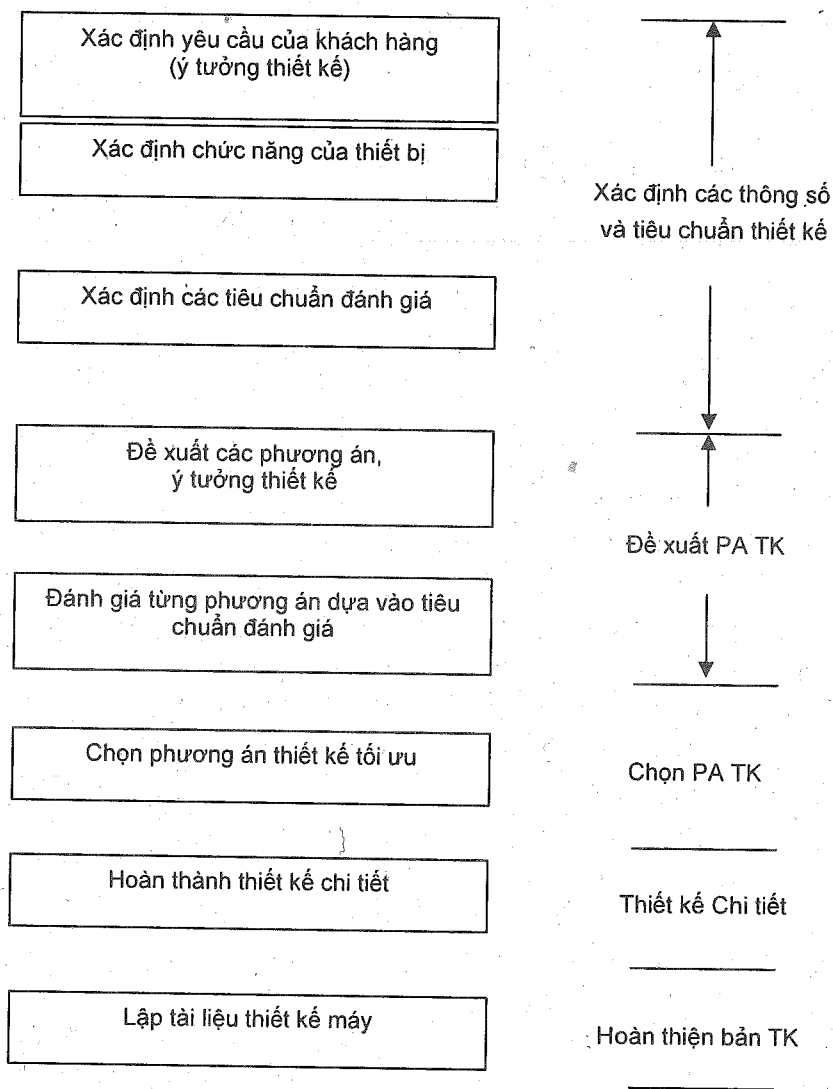
Các bước thiết kế máy được thể hiện ở hình 1.2 trong đó nội dung 1 phải thể hiện được *chức năng, yêu cầu và tiêu chuẩn đánh giá* của máy được thiết kế xuất phát từ yêu cầu của khách hàng hoặc trên cơ sở tìm hiểu thị trường để tung ra một sản phẩm mới. Cần chú ý là mọi sản phẩm được thiết kế ra đều phải đáp ứng tối đa nhu cầu và kỳ vọng của khách hàng và còn một vấn đề nữa không kém phần quan trọng là vấn đề bảo dưỡng, thay thế trong suốt chu kỳ tuổi thọ của nó và cũng cần cân nhắc đến việc sản phẩm sẽ được giải quyết thế nào sau khi nó hết thời gian sử dụng. Tất cả các yếu tố trên có tác động đến sản phẩm, đôi khi gọi là *quy trình tạo ra sản phẩm* hay còn gọi là PRP.

Ở giai đoạn 2 và 3 của quá trình thiết kế đòi hỏi người thiết kế phải biết phân tích, lựa chọn nguyên lý làm việc của máy trên cơ sở phân tích, tổng hợp về động lực học máy và khả năng công nghệ thực hiện để đưa ra sơ đồ nguyên lý hợp lý (chọn phương án thiết kế cuối cùng).

Ở nội dung 4 là giai đoạn thiết kế các chi tiết hoặc cụm chi tiết. Ở giai đoạn này người thiết kế phải có kỹ năng thiết kế chi tiết như việc lựa chọn vật liệu và công nghệ chế tạo, lắp ráp các chi tiết để nâng cao tính hiệu quả và độ tin cậy làm việc của chi tiết và bộ phận máy.

Và nội dung cuối cùng của quá trình thiết kế máy là lập hồ sơ máy và các chỉ dẫn về vận hành, bảo dưỡng, thay thế các chi tiết.



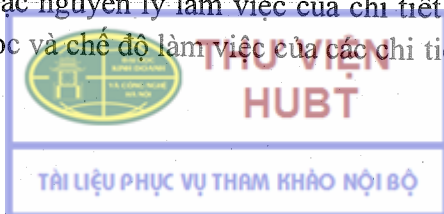


Hình 1.2. Các bước của quá trình thiết kế

1.2.1.2. Nội dung của thiết kế chi tiết máy

Thiết kế chi tiết máy là một phần và không thể thiếu trong quá trình thiết kế máy, vì vậy quá trình thiết kế chi tiết máy được tiến hành như sau:

1. Xác lập sơ đồ hoặc nguyên lý làm việc của chi tiết máy để xác định các thông số động lực học và chế độ làm việc của các chi tiết.



2. Chọn vật liệu và khả năng công nghệ để gia công chi tiết xuất phát từ yêu cầu làm việc của chi tiết và việc cung ứng vật tư.

3. Tính thiết kế (tính sơ bộ) để xác định kích thước cơ bản của chi tiết theo chỉ tiêu về khả năng làm việc. Trên cơ sở đó tiến hành thiết kế kết cấu của chi tiết thỏa mãn điều kiện bền, điều kiện công nghệ (công nghệ chế tạo, công nghệ lắp ghép và chú ý đến vấn đề thay thế chi tiết khi hỏng hóc).

4. Tính toán kiểm nghiệm theo chỉ tiêu về khả năng làm việc hoặc tính toán theo hệ số an toàn đảm bảo chi tiết không hỏng hóc trong quá trình vận hành.

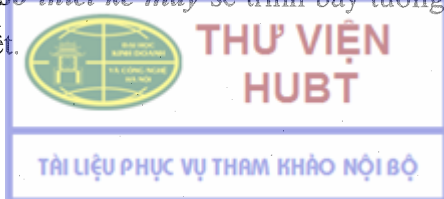
5. Hoàn thiện về thiết kế kỹ thuật để chế tạo chi tiết.

1.2.2. Các quy trình tạo ra sản phẩm

Bao gồm các nội dung sau:

- Chức năng thương mại để đánh giá các yêu cầu của khách hàng.
- Nghiên cứu công nghệ phù hợp được sử dụng trong sản phẩm.
- Các nguyên liệu và nguồn cung ứng nguyên liệu chế tạo sản phẩm, các bộ phận sẵn có (chi tiết tiêu chuẩn) có thể kết hợp với sản phẩm.
- Thiết kế và phát triển sản phẩm.
- Các yêu cầu về hệ thống chất lượng sản phẩm.
- Khả năng của hệ thống sản xuất, kế hoạch và sự điều chỉnh của hệ thống sản xuất, phương thức huy động vốn,...
- Hệ thống phân phối sản phẩm đến tay khách hàng và vấn đề bảo hành sau khi bán.
- Ảnh hưởng của môi trường trong sản xuất, hoạt động và tiêu hủy sản phẩm.
- Các yêu cầu pháp lý.

Trên đây mới chỉ ra một số điểm chung của quy trình tạo ra sản phẩm. Tùy thuộc vào loại sản phẩm cụ thể mà có cách tiếp cận chung đến quá trình thiết kế, giáo trình *Cơ sở thiết kế máy* sẽ trình bày tương đối cụ thể về quá trình thiết kế các chi tiết.



1.2.3. Những kỹ năng cần có trong thiết kế cơ khí

Thiết kế các sản phẩm nói chung và thiết kế cơ khí nói riêng cần có những kỹ năng (kỹ năng cứng và kỹ năng mềm), bao gồm:

a) Kỹ năng xây dựng bản vẽ phác, bản vẽ kỹ thuật và thiết kế với sự trợ giúp của máy tính (CAD).

b) Nắm bắt được các đặc trưng của vật liệu, xử lý vật liệu và công nghệ chế tạo các chi tiết.

c) Các kiến thức cơ bản của các môn học Cơ học, Sức bền, Dung sai, Lý thuyết về cơ cấu, Cơ học chất lỏng, Thủy lực, Kỹ thuật truyền nhiệt, Kỹ thuật điều khiển, Khai thác và sử dụng các phần mềm trong tính toán thiết kế, Cơ sở thiết kế máy (Chi tiết máy), các kiến thức về thiết bị, các phương pháp gia công chi tiết,...

d) Khả năng xây dựng và thực hiện kế hoạch. Sự sáng tạo, giải quyết vấn đề và quản lý chương trình, dự án.

e) Các kỹ năng giao tiếp, lắng nghe và khả năng làm việc theo nhóm.

f) Thích ứng nhanh với môi trường và điều kiện làm việc mới.



Chương 2

NHỮNG VẤN ĐỀ CƠ BẢN VỀ THIẾT KẾ MÁY VÀ CHI TIẾT MÁY

2.1. TẢI TRỌNG VÀ ỨNG SUẤT

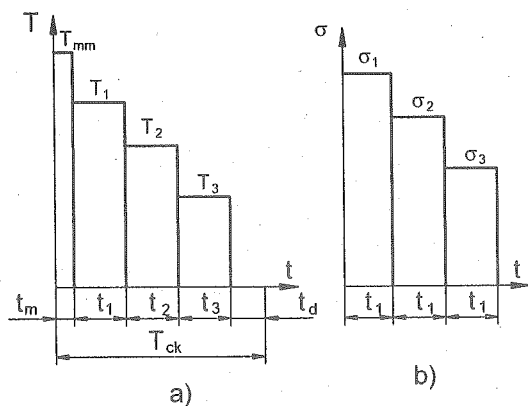
2.1.1. Tải trọng

Người thiết kế cần phải nhận biết được loại tải trọng tác dụng lên chi tiết, đó là tải trọng tĩnh hay thay đổi, va đập hay tải trọng ngẫu nhiên. Trên cơ sở đó chọn phương pháp phù hợp để phân tích ứng suất, chọn vật liệu, hệ số an toàn phù hợp sao cho chi tiết khi mang tải làm việc an toàn trong một phạm vi rộng.

Tải trọng thường ký hiệu chung là Q : đó là lực $F(N)$, là mômen $T(Nmm)$ tác dụng lên chi tiết hay bộ phận máy trong quá trình làm việc. Tải trọng tác dụng có thể là:

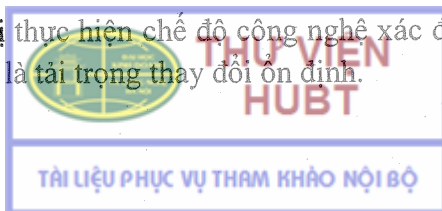
Tải trọng tĩnh nếu giá trị thay đổi chậm hoặc không thay đổi theo thời gian.

Tải trọng thay đổi nếu phương chiều hoặc cường độ thay đổi theo thời gian. Hình 2.1 là trường hợp tải trọng thay đổi tuần hoàn theo bậc.



Hình 2.1. Chế độ tải trọng thay đổi theo bậc

Ví dụ: Các thiết bị thực hiện chế độ công nghệ xác định do đó tải trọng tác dụng lên chi tiết sẽ là tải trọng thay đổi ổn định.



– Các máy công tác chịu tác động của các yếu tố ngẫu nhiên (các máy vận tải, máy xây dựng) thì tải trọng thay đổi không ổn định.

Khi thiết kế các chi tiết máy điều quan trọng nhất là cần phân biệt các loại tải trọng sau:

– Tải trọng danh nghĩa Q_{dn} (F_{dn} ; T_{dn}) là tải trọng được chọn trong số các tải trọng tác dụng ổn định trong thời gian dài.

– Tải trọng tương đương Q_{td} (F_{td} ; T_{td}) là tải trọng thay thế cho tải trọng thay đổi:

$$Q_{td} = Q_{dn} \cdot K_N$$

– Tải trọng tính toán là tải trọng thực tế tác dụng lên chi tiết:

$$Q_{tt} = K Q_{td}$$

Vậy:
$$Q_{tt} = Q_{dn} K_N K = Q_{dn} K_N K_{tt} K_d K_{dk} \quad (2.1)$$

Trong đó:

K_N là hệ số tuổi thọ phụ thuộc vào đồ thị thay đổi của tải trọng (xét cụ thể cho từng chi tiết với chế độ tải trọng khác nhau).

K là hệ số phụ thuộc nhiều yếu tố và xác định tùy thuộc loại máy công tác, loại chi tiết (xem cụ thể ở các chương 3, 4, 5 và 6).

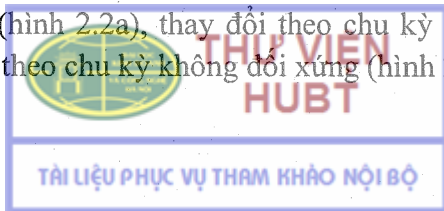
2.1.2. Ứng suất

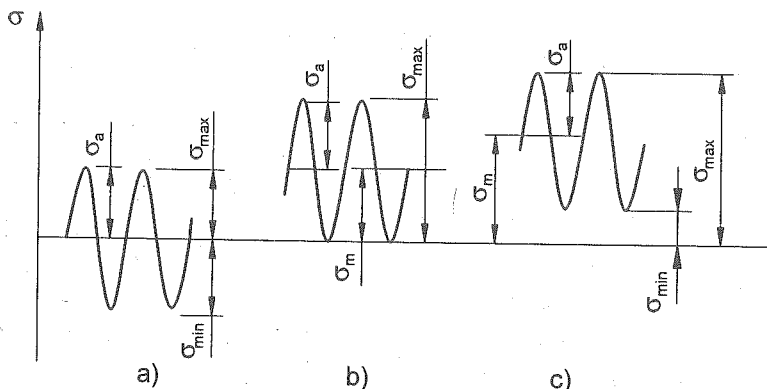
Khi chi tiết làm việc, tùy thuộc vào dạng tải trọng tác dụng, điều kiện làm việc và vật liệu của chi tiết mà ứng suất bên trong chi tiết có thể là ứng suất kéo (σ_k); ứng suất uốn (σ_u); ứng suất tiếp (τ),...; và ứng suất tiếp xúc σ_H (khi hai chi tiết tiếp xúc với nhau với diện tích tiếp xúc rất nhỏ) hoặc ứng suất dập σ_d (khi diện tích tiếp xúc lớn). Giá trị của các ứng suất này hoàn toàn có thể xác định được nhờ các công thức trong Sức bền và Chi tiết máy (xem cụ thể khi tính toán các chi tiết ở các chương sau). Các ứng suất này có thể là :

– Ứng suất không đổi là ứng suất có giá trị không thay đổi hoặc thay đổi không đáng kể theo thời gian.

– Ứng suất thay đổi khi giá trị và phương thay đổi theo thời gian. Ứng suất thay đổi có thể ổn định (hình 2.2) hoặc thay đổi không ổn định.

Trong trường hợp ứng suất thay đổi ổn định bao gồm: ứng suất thay đổi theo chu kỳ đối xứng (hình 2.2a), thay đổi theo chu kỳ lệch động dương (hình 2.2b) và thay đổi theo chu kỳ không đối xứng (hình 2.2c).





Hình 2.2. Đồ thị về ứng suất thay đổi và các đại lượng đặc trưng

a) $\sigma_a = \sigma_{\max}$; $\sigma_m = 0$ và $r = -1$; b) $\sigma_a = \sigma_m = 0,5\sigma_{\max}$ và $r = 0$; c) σ_a ; σ_m và r

Có thể sử dụng các đại lượng sau đây để đặc trưng cho một chu trình thay đổi ứng suất (ví dụ cho chi tiết chịu ứng suất pháp):

Biên độ ứng suất: $\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2$ (2.2)

Ứng suất trung bình: $\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2$

Hệ số chu trình ứng suất: $r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$

Ví dụ: Khi trục quay 1 chiều, ứng suất pháp thay đổi theo chu trình đối xứng còn ứng suất tiếp thay đổi theo chu kỳ mạch động vì vậy các đặc trưng thay đổi ứng suất trong trường hợp này sẽ là:

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = M / W_u; \sigma_m = 0; r = -1$$

và $\tau_a = \tau_m = 0,5\tau_{\max} = T / 2W_0; r = 0$

Trong đó W_u và W_0 là mômen chống uốn và chống xoắn tương ứng của tiết diện trục.

Ghi chú

– Các giá trị của ứng suất hoàn toàn có thể xác định được bằng các công thức trong cơ học (sức bền, chi tiết máy).

– Với ứng suất tiếp xúc thì tùy thuộc vào dạng tiếp xúc ban đầu mà ứng suất tiếp xúc được xác định theo các công thức (xem phần tính sức bền bánh răng và ổ lăn) trong bảng 2.1.

Bảng 2.1. Công thức tính ứng suất tiếp

Khi tiếp xúc ban đầu là đường (Ví dụ tiếp xúc giữa các bề mặt răng)	Khi tiếp xúc ban đầu là điểm (tiếp xúc giữa con lăn với vòng ổ)
$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_n}{2\rho}}$ (2.3a)	$\sigma_H = 0,3888 \sqrt{\frac{NE^2}{\rho^2}}$ (2.3b)

Nếu tiếp xúc ban đầu là mặt thì ứng suất bề mặt gọi là ứng suất đập (trường hợp tiếp xúc giữa thân bulông với lỗ tẩm ghép trong mỗi ghép bulông tinh) khi đó $\sigma_d = F / A_d$ (xem chương 13).

– Các công thức tính các đại lượng đặc trưng đã nêu ở trên chỉ là 1 trường hợp, ta có thể tính cho các trường hợp khác.

2.2. CHỈ TIÊU CHỦ YẾU VÀ KHẢ NĂNG LÀM VIỆC CỦA CHI TIẾT MÁY

Khi thiết kế máy hay bộ phận máy cần đảm bảo được các yêu cầu sau:

- Đảm bảo độ tin cậy và tuổi thọ khi làm việc.
- An toàn và hiệu quả trong sử dụng.
- Tính kinh tế.

Người thiết kế cần nắm vững các dạng hư hỏng khác nhau có thể xảy ra khi chi tiết làm việc (gọi là các chỉ tiêu về khả năng làm việc của chi tiết máy (CTM)) và đảm bảo rằng các hư hỏng đó không xuất hiện. Có thể sử dụng một vài phương pháp khác nhau để dự đoán các dạng phá hỏng và trách nhiệm của người thiết kế là phải tìm ra dạng hỏng chính của CTM. Sau đây giới thiệu các chỉ tiêu chủ yếu về khả năng làm việc của CTM và nhiệm vụ của người thiết kế là phải căn cứ vào tình hình làm việc cụ thể của chi tiết để phán đoán, tìm ra dạng phá hỏng nguy hiểm nhất (chỉ tiêu quan trọng nhất) và trên cơ sở đó tiến hành chọn vật liệu, xác định kích thước và kết cấu của chi tiết cho phù hợp. Các chỉ tiêu khác của chi tiết có thể được xem xét trong phần kiểm nghiệm hay có thể bỏ qua tùy từng loại chi tiết.

Có thể đưa ra một số ví dụ để minh họa về khả năng làm việc của một số chi tiết.

Ví dụ 1: Bộ truyền xích có nhiệm vụ truyền chuyển động và lực từ đĩa chủ động sang đĩa bị động. Yêu cầu là chuyển động của đĩa bị dẫn phải ổn định, bộ truyền phải làm việc tin cậy, lâu dài. Tuy nhiên khi bản lề của xích và răng đĩa xích bị mòn làm cho các mắt xích không ăn khớp đúng với răng đĩa dẫn đến dây xích có khả năng bị tuột khỏi răng đĩa. Ngoài ra khi chịu tải máng lót có thể bị vỡ hay chốt có thể bị gãy hoặc má xích có thể bị đứt. Như vậy *chỉ tiêu về khả năng làm việc của bộ truyền xích là mòn bản lề xích, mòn răng đĩa, gãy chốt hay vỡ máng lót hoặc má xích bị đứt.*

Ví dụ 2: Ổ lăn là chi tiết dùng để đỡ trục quay và đảm bảo cho trục luôn quay quanh tâm hình học. Khi trong ổ xuất hiện tróc rỗ bề mặt thì xuất hiện tiếng ồn làm phá vỡ tính chất làm việc êm của chúng. Khi con lăn và vòng ổ bị mòn thì độ đồng tâm của

trục quay sẽ không còn nữa do đó sẽ xuất hiện va đập và tiếng ồn. Khi con lăn và vòng ổ bị biến dạng nhiều dẫn đến trục quay không ổn định hoặc không quay được. Như vậy *chỉ tiêu về khả năng làm việc của ổ lăn là tróc rỗ bề mặt, mòn và biến dạng của con lăn*. Trong thực tế chúng ta gặp rất nhiều chi tiết, mỗi chi tiết đều có những dạng phá hỏng khác nhau và bạn đọc có thể đưa ra nhiều thí dụ để minh họa cho chỉ tiêu về khả năng làm việc của chi tiết.

2.2.1. Độ bền

2.2.1.1. Khái niệm về độ bền

Độ bền là khả năng tiếp nhận tải trọng của chi tiết máy (CTM) mà không gây nên hiện tượng biến dạng dư lớn, gãy hỏng hoặc bề mặt của chi tiết bị phá hủy như cào xước, tróc rỗ. Đây là yêu cầu hết sức quan trọng đối với đa số các CTM, ví dụ khi chi tiết không đủ độ bền thể tích sẽ bị gãy dẫn đến những tổn thất khó lường hoặc khi chi tiết xuất hiện vết tróc trên bề mặt tiếp xúc sẽ làm phá hủy tính chất làm việc êm, dẫn đến va đập và gây ồn,...

Tùy theo dạng hỏng xảy ra bên trong thể tích hay trên bề mặt của chi tiết mà phân ra hai dạng độ bền cơ bản là:

– *Độ bền thể tích* là hiện tượng chi tiết bị biến dạng dư lớn hay gãy hỏng (độ bền kéo hay nén, độ bền uốn hay xoắn,...) ví dụ như trục bị gãy, răng của bánh răng bị gãy khi chịu tải,...

– *Độ bền bề mặt* là hiện tượng hỏng xuất hiện trên lớp bề mặt của chi tiết, ví dụ hiện tượng tróc rỗ bề mặt của răng hoặc của con lăn, rãnh lăn trong ổ lăn.

Tùy theo tính chất của ứng suất sinh ra trong CTM mà phân ra *độ bền tĩnh* và *độ bền mỏi*. Nếu chi tiết chịu ứng suất là không đổi thì tính theo độ bền tĩnh và nếu chi tiết chịu ứng suất thay đổi thì tính theo độ bền mỏi.

2.2.1.2. Phương pháp tính theo độ bền

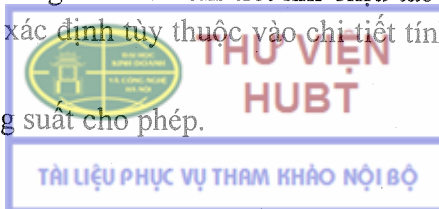
Phương pháp tính toán theo độ bền chủ yếu hiện nay là phương pháp so sánh ứng suất. Điều kiện bền của chi tiết được viết dưới dạng tổng quát sau:

$$\text{Ứng suất} < [\text{Ứng suất}]$$

$$\text{hoặc} \quad \sigma \leq [\sigma] \text{ hoặc } \tau \leq [\tau] \quad (2.4)$$

Trong đó: σ và τ là ứng suất của chi tiết khi chịu tác dụng của tải trọng gọi là ứng suất thực tế, xác định tùy thuộc vào chi tiết tính toán và cách xác định ứng suất lớn nhất.

$[\sigma]$ và $[\tau]$ là các ứng suất cho phép.



2.2.1.3. Các phương pháp nâng cao độ bền (xem mục các phương pháp nâng cao độ bền của chi tiết)

2.2.2. Độ cứng

1.2.2.1. Khái niệm về độ cứng

Độ cứng của chi tiết là khả năng chịu tác dụng của ngoại lực mà không được gây ra biến dạng đàn hồi quá giới hạn cho phép. Đây cũng là một trong những chỉ tiêu làm việc quan trọng của chi tiết máy, bởi vì:

- Trong một số trường hợp, kích thước của chi tiết được xác định từ chỉ tiêu độ cứng, ví dụ trục chính của máy tiện, máy mài,... hay trục động cơ điện.

- Trong nhiều trường hợp, chất lượng làm việc được quyết định bởi độ cứng của CTM (ví dụ trục chính máy cắt gọt ảnh hưởng đến chất lượng gia công) và điều kiện làm việc của tiết máy liên quan (chất lượng làm việc của bánh răng và ổ trượt phụ thuộc vào độ cứng của trục quay).

Như vậy yêu cầu về độ cứng của chi tiết được quyết định bởi những yêu tố sau:

- Điều kiện bền của chi tiết máy.
- Điều kiện tiếp xúc giữa các tiết máy với nhau.
- Điều kiện công nghệ.
- Yêu cầu đảm bảo chất lượng làm việc của chi tiết và máy.

2.2.2.2. Phương pháp tính toán chi tiết theo độ cứng

Trước hết cần phân biệt 2 loại độ cứng, đó là:

- *Độ cứng thể tích* là biến dạng của chi tiết khi chịu lực, ví dụ độ võng hay góc xoay của trục khi chịu tác dụng của tải trọng.

- *Độ cứng tiếp xúc* (biến dạng tiếp xúc tại chỗ tiếp xúc). Độ cứng tiếp xúc phụ thuộc vào chất lượng bề mặt như nhấp nhô bề mặt, độ không phẳng và đặc biệt độ rần bề mặt (HB hay HRC).

Tính toán theo độ cứng nghĩa là đảm bảo cho chi tiết hoặc kết cấu không bị biến dạng quá giới hạn cho phép theo điều kiện sau:

$$\text{Biến dạng} < [\text{biến dạng}]$$

Nghĩa là: $y < [y]$ (2.4a)

hoặc $\varphi < [\varphi]$ (2.4b)

Trong đó: y hoặc φ là độ võng và góc xoay xác định nhờ các công thức tính toán trong sức bền (xem phần tính trục theo độ cứng) và $[y]$ hoặc $[\varphi]$ là

độ võng và góc xoay cho phép (tới hạn) xác định xuất phát từ các yêu cầu như độ chính xác, chất lượng sử dụng của cơ cấu hay bộ phận máy.

Ví dụ: Độ võng cho phép của trục chính các máy gia công cơ khí thường trong giới hạn $[y] = (0,0002 \dots 0,0003) /$ với l là khoảng cách giữa 2 gối, còn độ võng cho phép của

kết cấu dầm cầu lặn $[y] = \left(\frac{1}{300} \dots \frac{1}{700} \right) L$ với L là khẩu độ.

2.2.3. Độ bền mòn

2.2.3.1. Khái niệm về độ bền mòn

Độ bền mòn là khả năng chống lại sự hao mòn bề mặt tiếp xúc do ma sát gây nên. Đây cũng là chỉ tiêu quan trọng của các chi tiết máy, bởi vì:

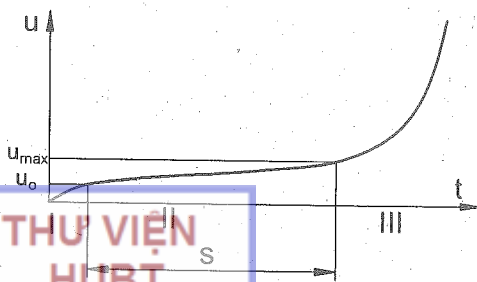
Khi chi tiết bị mài mòn (đạt đến lượng mòn U chẳng hạn) sẽ làm tăng khe hở giữa các bề mặt tiếp xúc dẫn đến các hậu quả:

- Máy làm việc sẽ ồn do xuất hiện tải trọng động phụ.
- Làm giảm độ chính xác của chi tiết gia công (đối với máy gia công cắt gọt), giảm hiệu suất sử dụng và tăng tiêu hao nhiên liệu (mòn của piston–xilanh) hoặc giảm độ tin cậy của cơ cấu.

Quá trình mài mòn của các bề mặt được biểu diễn trên hình 2.3. Đầu tiên là các mấp mô bề mặt bị mài mòn, giai đoạn này gọi là quá trình chạy rà các chi tiết. Trong giai đoạn này quá trình mài mòn xảy ra tương đối nhanh. Tiếp theo là quá trình mài mòn ổn định (giai đoạn II). Trong giai đoạn này thì lượng hao mòn U tỷ lệ với quãng đường ma sát hoặc thời gian sử dụng $T(h)$ (gọi là tuổi thọ về mòn của chi tiết). Có thể xác định lượng hao mòn do ma sát bằng hệ thức sau đây: $U = I \cdot s$; trong đó s là quãng đường ma sát còn I là cường độ mài mòn của vật liệu được xác định bằng thực nghiệm và có thể tìm thấy trong sổ tay về vật liệu ma sát). Khi lượng hao mòn đạt đến giá trị $U_{\max}$ thì quá trình mài mòn xảy ra rất nhanh (giai đoạn III). Giữa áp suất p_0 và quãng đường ma sát s có mối quan hệ sau:

$$p_0^m \cdot s = \text{const} \quad (2.5)$$

Trong đó: m là số mũ phụ thuộc chế độ ma sát. Nếu ma sát khô và nửa khô thì $m = 1 \dots 2$; Nếu ma sát nửa ướt thì $m = 3$.



Hình 2.3. Quy luật mài mòn theo thời gian

s là quãng đường ma sát cho đến khi đạt đến độ mòn lớn nhất, có thể tính s theo công thức sau: $s = v.T$ (v là vận tốc và T(h) là thời gian sử dụng).

Hệ thức (2.5) cho thấy khi p_0 và v giảm thì tuổi thọ về mòn tăng lên. Có nhiều nhân tố ảnh hưởng đến độ bền mòn của CTM:

- Áp lực (p_0) trên bề mặt tiếp xúc và vận tốc trượt.
- Chất lượng lớp bề mặt ma sát (độ nhám bề mặt; cấu trúc kim loại và thành phần hóa học lớp vật liệu bề mặt; độ rắn bề mặt HB hoặc HRC).
- Bôi trơn và bảo dưỡng trong quá trình sử dụng.

2.2.3.2. Phương pháp tính toán

Quá trình mài mòn phụ thuộc nhiều yếu tố, trong đó có tải trọng (áp lực), vận tốc trượt, chất lượng bề mặt, bôi trơn,... Để hạn chế mòn, tốt nhất là giữa hai bề mặt tồn tại lớp dầu bôi trơn. Tuy nhiên trong trường hợp không thể tạo ra màng dầu bôi trơn thì mài mòn sẽ xảy ra. Để hạn chế mài mòn cần hạn chế giá trị áp suất p_0 hoặc tích số $p_0.v$, nghĩa là:

$$p_0 \leq [p_0] \quad (2.6a)$$

Hoặc: $p_0.v \leq [p_0.v] \quad (2.6b)$

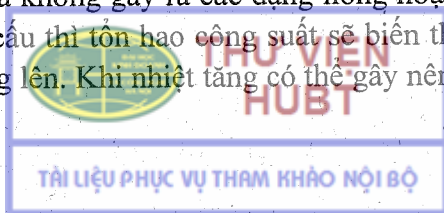
2.2.3.3. Giải pháp tăng khả năng chống mài mòn bề mặt

- Sử dụng vật liệu có hệ số ma sát thấp như đồng thanh, gang xám hoặc chất dẻo,... (xem phần chọn vật liệu vành răng bánh vít và lót ổ trượt).
- Nâng cao độ chính xác chế tạo (độ phẳng...) và độ nhám bề mặt để giảm tải trọng và để tải trọng phân bố đều trên bề mặt tiếp xúc.
- Thay thế bề mặt ma sát trượt bằng các bề mặt ma sát lăn (bánh răng, chốt con lăn; trục vít me ma sát lăn; ổ lăn; rãnh dẫn hướng ma sát lăn,...).

2.2.4. Khả năng chịu nhiệt

2.2.4.1. Khái niệm

Khả năng chịu nhiệt của chi tiết là chi tiết có thể làm việc bình thường đến nhiệt độ nào đó mà không gây ra các dạng hỏng hoặc sự cố. Trong quá trình làm việc của cơ cấu thì tổn hao công suất sẽ biến thành nhiệt làm cho nhiệt độ trong máy tăng lên. Khi nhiệt tăng có thể gây nên các hiện tượng có hại như:



– Làm giảm khả năng chịu tải của chi tiết do cơ tính của vật liệu bị thay đổi. (Ví dụ với thép thì điều này xảy ra khi $t^0 > 300...400^0\text{C}$ và với kim loại màu thì $t^0 > 100...150^0\text{C}$).

– Làm giảm độ nhớt của dầu bôi trơn dẫn đến quá trình ma sát và mòn tăng hoặc gây nên hiện tượng dính (ổ trượt).

– Các chi tiết bị biến dạng nhiệt làm thay đổi khe hở cần thiết giữa các bộ phận hoặc gây nên hiện tượng kẹt, cong vênh (trong truyền động trục vít).

– Làm thay đổi tính chất làm việc của lớp bề mặt như làm giảm hệ số ma sát, tăng mài mòn,...

2.2.4.2. Phương pháp tính toán

Tính toán đơn giản nhất là hạn chế nhiệt độ trung bình khi làm việc theo điều kiện sau:

$$t^0 < [t^0] \quad (2.7)$$

Trong đó: t^0 là nhiệt độ trung bình xác định từ điều kiện cân bằng lượng nhiệt sinh ra do mất mát về ma sát với nhiệt độ thoát ra ngoài (xem phần tính nhiệt trong truyền động trục vít và ổ trượt) và $[t^0]$ là nhiệt độ cho phép của máy thường chọn theo nhiệt độ cho phép của dầu bôi trơn.

2.2.4.3. Các giải pháp nâng cao khả năng chịu nhiệt

– Với các chi tiết phải làm việc ở nhiệt độ cao thì phải sử dụng vật liệu chịu nhiệt để chế tạo như thép bền nhiệt hoặc thép hợp kim titan chịu nhiệt và khi tính toán cần chú ý đến hiện tượng từ biến của vật liệu.

– Trường hợp khi tính toán theo (2.7) nếu nhiệt độ vượt quá mức cho phép thì phải tìm các giải pháp để giảm nhiệt độ làm việc như sử dụng quạt gió, làm thêm gân tỏa nhiệt,...

– Chọn kết cấu bộ phận thích hợp để đề phòng hiện tượng giãn nở nhiệt (xem phần thiết kế kết cấu trục vít,...).

2.2.5. Độ ổn định dao động

2.2.5.1. Khái niệm

Độ ổn định của chi tiết là khả năng của chi tiết có thể làm việc trong phạm vi tốc độ cần thiết mà không bị rung động quá mức cho phép. Đây



cũng là chỉ tiêu quan trọng đặc biệt khi cơ cấu làm việc ở tốc độ cao. Khi xuất hiện dao động, cơ cấu hoặc chi tiết có thể:

- Làm giảm chất lượng làm việc của máy (máy làm việc sẽ ồn khi xuất hiện dao động) hoặc làm giảm độ chính xác chi tiết gia công.

- Gây nên hiện tượng gãy hỏng do xuất hiện ứng suất phụ thay đổi chu kỳ

2.2.5.2. Tính toán dao động thường tiến hành xác định tần số dao động riêng của máy để tránh cộng hưởng.

2.2.5.3. Các giải pháp để tránh dao động

- Cân bằng vật quay, đặc biệt các chi tiết quay với tốc độ cao như cánh tuabin.
- Tăng độ cứng của các chi tiết như làm thêm các gân tăng cứng (các dầm của cầu trục).
- Thay đổi tính chất động lực học của hệ bằng cách sử dụng các bộ phận giảm chấn.

2.3. XÁC ĐỊNH ỨNG SUẤT GIỚI HẠN

2.3.1. Ứng suất cho phép

Định nghĩa: ứng suất cho phép ($[\sigma]$) là giá trị giới hạn để khi làm việc thì chi tiết không xảy ra sự hỏng hóc. Như vậy ứng suất cho phép trong công thức (2.4) được xác định theo công thức sau:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\lim}}{s} \quad (2.8a)$$

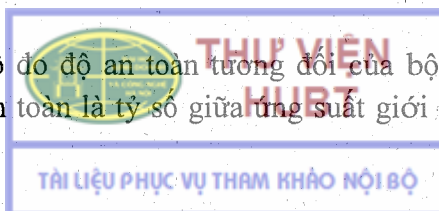
$$[\tau] = \frac{\tau_{\lim}}{s} \quad (2.8b)$$

Trong đó: $\sigma_{\lim}$, $\tau_{\lim}$ là trị số ứng suất giới hạn không làm chi tiết bị phá hủy và phụ thuộc vào dạng hỏng của chi tiết khi chịu tải.

s là hệ số an toàn bền.

2.3.2. Hệ số an toàn

Hệ số an toàn s là số đo độ an toàn tương đối của bộ phận mang tải. Trong thực tế thì hệ số an toàn là tỷ số giữa ứng suất giới hạn của vật liệu



chia cho ứng suất cho phép và khi đó ứng suất thực tế trên chi tiết phải nhỏ hơn ứng suất giới hạn của vật liệu. Như vậy công thức (2.8a,b) cũng có thể viết dưới dạng khác:

$$s = \frac{\sigma_{\lim}}{[\sigma]} \text{ hoặc } s = \frac{\tau_{\lim}}{[\tau]}$$

Vì vậy điều kiện để đảm bảo chi tiết làm việc an toàn là:

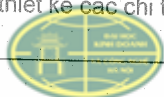
$$s \geq [s] \quad (2.9)$$

Người thiết kế cần xác định một giá trị hợp lý cho hệ số an toàn trong mọi trường hợp, thông thường giá trị của hệ số an toàn cho phép hoặc ứng suất cho phép bị chi phối bởi những quy tắc có sẵn do các tổ chức đặt ra các tiêu chuẩn. Trong trường hợp không có một quy tắc nào hoặc tiêu chuẩn nào thì người thiết kế cần sử dụng sự phán đoán để xác định hệ số an toàn cần có.

[s] là hệ số an toàn cho phép theo giới hạn bền của vật liệu, có thể chọn theo bảng 2.2.

Bảng 2.2. Chọn hệ số an toàn cho phép khi thiết kế các chi tiết máy

Hệ số an toàn cho phép	Điều kiện đặt tải
Vật liệu dẻo	
[s] = 1,25...2,0	Khi thiết kế các chi tiết chịu tải trọng tĩnh, các thông số thiết kế có độ tin cậy cao
[s] = 2,0...2,5	Khi thiết kế các chi tiết chịu tải trọng động, các thông số thiết kế có độ tin cậy trung bình
[s] = 2,5...4,0	Khi thiết kế các chi tiết chịu tải trọng tĩnh hoặc chịu tải trọng động không chắc chắn về các tải trọng, các thông số thiết kế có độ tin cậy không cao
[s] > 4,0	Khi thiết kế các chi tiết chịu tải trọng tĩnh hoặc chịu tải trọng động không chắc chắn về một số tổ hợp của tải trọng, đặc trưng của vật liệu, phân tích ứng suất hoặc môi trường làm việc hoặc thiết kế các chi tiết yêu cầu mức độ quan trọng.
Vật liệu giòn	
[s] = 3,0...4,0	Khi thiết kế các chi tiết chịu tải trọng tĩnh, các thông số thiết kế có độ tin cậy cao
[s] = 4,0...8,0	Khi thiết kế các chi tiết chịu tải trọng động, các thông số thiết kế có độ tin cậy trung bình



**THI VIỆN
HUBT**

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Cũng có thể dùng phương pháp hệ số an toàn thành phần để xác định hệ số an toàn cho phép như sau:

$$[s] = s_1 s_2 s_3$$

Trong đó:

s_1 là hệ số an toàn xét đến mức độ chính xác khi xác định tải trọng và ứng suất tác dụng, thường $s_1 = 1,2 \dots 1,3$

s_2 là hệ số an toàn xét đến tính đồng nhất về cơ tính của vật liệu.

Đối với các CTM rèn hoặc cán thì $s_2 = 1,2 \dots 2,5$

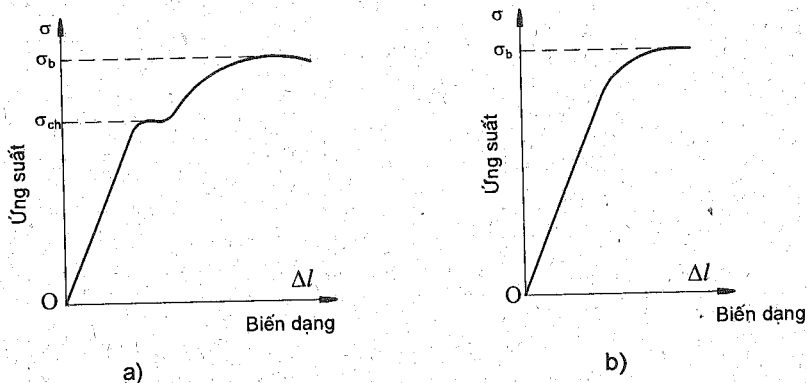
Đối với các CTM bằng gang thì $s_2 = 1,5 \dots 2,0$

s_3 là hệ số an toàn xét đến những yêu cầu đặc biệt về an toàn như mức độ an toàn lao động khi chi tiết bị gãy hỏng, thường $s_3 = 1 \dots 1,5$.

2.3.3. Ứng suất giới hạn

Tùy thuộc vào tính chất của ứng suất phát sinh khi chi tiết làm việc (ứng suất không đổi hay ứng suất thay đổi) mà ứng suất giới hạn của chi tiết sẽ khác nhau.

2.3.3.1. Khi chi tiết chịu ứng suất không đổi thì dạng phá hỏng xảy ra đột ngột (gọi là độ bền tĩnh), vì vậy ứng suất giới hạn σ_{lim} hoặc τ_{lim} được xác định tùy thuộc vào vật liệu (hình 2.4).



Hình 2.4. Đồ thị ứng suất – biến dạng khi chịu kéo

a) Vật liệu dẻo; b) Vật liệu giòn.

– Vật liệu dẻo: $\sigma_{lim} = \sigma_{ch}$ hoặc $\tau_{lim} = \tau_{ch}$

– Vật liệu giòn: $\sigma_{lim} = \sigma_b$ hoặc $\tau_{lim} = \tau_b$

Vậy ứng suất cho phép của chi tiết khi chịu ứng suất không đổi sẽ là:

$$\text{Vật liệu dẻo : } [\sigma] = \frac{\sigma_{ch} \epsilon}{s} ; [\tau] = \frac{\tau_{ch} \epsilon}{s} \quad (2.10a)$$

$$\text{Vật liệu giòn: } [\sigma] = \frac{\sigma_b \varepsilon}{s} ; [\tau] = \frac{\tau_b \varepsilon}{s} \quad (2.10b)$$

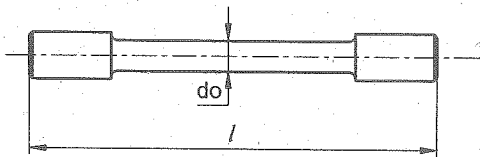
Trong đó ε là yếu tố ảnh hưởng của kích thước chi tiết (xem 2.3.4).

2.3.3.2. Khi chi tiết chịu ứng suất thay đổi

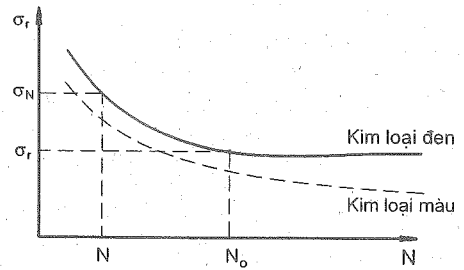
Khi chi tiết chịu ứng suất thay đổi thì dạng phá hỏng là do hiện tượng mỏi của vật liệu gây ra, vì vậy ứng suất giới hạn sẽ là ứng suất giới hạn mỏi. Ứng suất giới hạn mỏi là mức ứng suất mà vật liệu vẫn có thể làm việc được với chu kỳ chịu tải đã xác định.

a) Ứng suất giới hạn mỏi của vật liệu

Sự phá hủy về mỏi khác hẳn sự phá hủy do ứng suất tĩnh (không đổi) gây ra về bản chất cũng như về hiện tượng bên ngoài. Phá hủy về tĩnh là do tác động của ứng suất có giá trị lớn hơn nhiều ứng suất giới hạn (là ứng suất giới hạn chảy với vật liệu dẻo và ứng suất giới hạn bền với vật liệu giòn) và sự phá hủy tĩnh bao giờ cũng kèm theo hiện tượng biến dạng dẻo. Trong khi đó sự phá hủy mỏi xảy ra ngay cả khi ứng suất còn nhỏ hơn ứng suất giới hạn và không có dấu hiệu báo trước. Chi tiết bị phá hủy mỏi có thể dưới dạng gãy đứt hoàn toàn hoặc có những vết nứt lớn khiến chi tiết không thể tiếp tục làm việc được nữa. Hiện tượng phá hỏng mỏi là quá trình tích lũy dần sự phá hỏng trong bản thân vật liệu dưới tác động của ứng suất thay đổi theo thời gian và khả năng của kim loại chống lại sự phá hủy mỏi gọi là sức bền mỏi hay độ bền mỏi (90% các tổn thất của chi tiết có liên quan đến sự phát sinh và phát triển của vết nứt).



Hình 2.5. Mẫu thí nghiệm mỏi



Hình 2.6. Đồ thị đường cong ứng suất giới hạn mỏi

Ứng suất giới hạn mỏi là một đặc trưng cơ học của vật liệu được xác định bằng các thí nghiệm (TN) mỏi (có thể là TN kéo, mỏi uốn, mỏi xoắn,... với mẫu TN có $d_0 = 7...10\text{mm}$, mẫu nhẵn (không có tập trung ứng suất) với $R_a \sim 0,8...1,6\mu\text{m}$

(hình 2.5). Thuận tiện nhất là TN mỗi uốn với chu kỳ ứng suất thay đổi đối xứng (thay đổi ổn định hoặc thay đổi không ổn định).

Quá trình TN mỏi: Đặt tải trọng lên mẫu, cho máy làm việc cho đến khi mẫu gãy ta thu được N (số chu kỳ chịu tải cho đến khi mẫu gãy – còn gọi là tuổi thọ), ta có cặp giá trị (σ , N). Bằng cách thay đổi giá trị σ_i ta tìm được một giá trị N_i tương ứng và trên cơ sở các kết quả đó vẽ nên đường cong gọi là đường cong ứng suất giới hạn mỏi của vật liệu (hình 2.6 khi TN mỏi uốn) và phương trình đường cong mỏi (Voler) có dạng như sau:

$$\sigma_N^m N = \text{const} \quad (2.11)$$

Trong đó: σ_N là ứng suất tác dụng lên mẫu ứng với tuổi thọ N.

N được gọi là tuổi thọ ứng với mức ứng suất σ_N .

m là hằng số phụ thuộc vào vật liệu, với thép thì $m = 6$.

Từ các kết quả thí nghiệm với mỗi loại vật liệu, ta thấy:

– Khi chịu ứng suất càng lớn thì tuổi thọ càng thấp. Khi ứng suất σ hay τ giảm đến σ_{-1} hay τ_{-1} thì số chu kỳ chịu tải tăng lên vô hạn. Giá trị σ_{-1} (τ_{-1}) được gọi là ứng suất giới hạn mỏi dài hạn của vật liệu và $N_0 = 5 \cdot 10^5 \dots 10^6$ (với thép) được gọi là số chu kỳ cơ sở.

– Tuổi thọ hữu hạn và tuổi thọ vô hạn

Đồ thị đường cong mỏi (hình 2.6) được phân thành 2 vùng:

+ Vùng chi tiết làm việc lâu dài (tương ứng $\sigma = \sigma_{-1}$ và $N \geq N_0 = 10^6$).

+ Vùng chi tiết làm việc ngắn hạn ($N < N_0$ và $\sigma_N > \sigma_{-1}$) và giá trị σ_N hoặc τ_N (gọi là ứng suất mỏi ngắn hạn).

Một câu hỏi được đặt ra đối với một chi tiết làm việc trong điều kiện cụ thể thì phải mất bao nhiêu lâu mới đạt được một triệu chu kỳ tải trọng? Trong thực tế có những chi tiết phải mất 50...100 năm mới đạt đến một triệu chu kỳ chịu tải. Với những chi tiết này hợp lý nhất là thiết kế với tuổi thọ ngắn hạn.

– Riêng đối với kim loại màu, trên đồ thị ứng suất giới hạn mỏi không có phần nằm ngang và khi $N_0 = 10^8$ coi như chế độ làm việc dài hạn (xem hình 2.6).

– Giá trị ứng suất giới hạn mỏi của vật liệu có thể tra trong sổ tay vật liệu hoặc theo số liệu của nhà cung cấp vật liệu. Với vật liệu bằng thép có thể xác định ứng suất giới hạn mỏi theo công thức gần đúng sau:

$$\sigma_{-1} = (0,4 \dots 0,5) \cdot \sigma_b \text{ và } \tau_{-1} = (0,22 \dots 0,25) \cdot \sigma_b$$

$$\sigma_0 = (1,4 \dots 1,6) \cdot \sigma_{-1} \text{ và } \tau_0 = 0,3 \cdot \sigma_{\text{ch}}$$

b) *Xác định ứng suất giới hạn mỗi ngắn hạn của vật liệu*

Có thể xác định được σ_N hoặc τ_N khi biết tuổi thọ N nhờ công thức sau:

$$\sigma_N = K_N \cdot \sigma_{-1} \quad (2.12a)$$

$$\tau_N = K_N \cdot \tau_{-1} \quad (2.12a)$$

Với K_N là hệ số tuổi thọ xác định như sau: $K_N = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}}$ (2.13)

Trong đó N là chu kỳ chịu tải đến khi phá hỏng phụ thuộc vào chế độ đặt tải.

Khi chế độ ứng suất thay đổi ổn định:

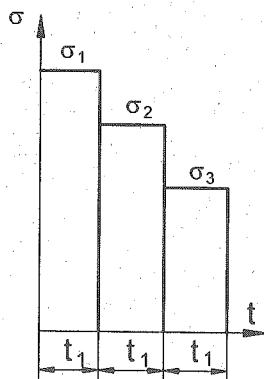
$$N = 60nt_f \quad (2.14a)$$

Khi ứng suất thay đổi không ổn định (hình 2.7). Chi tiết chịu σ_i ứng với tuổi thọ N_i và nếu gọi n_i là chu kỳ làm việc ứng với mức ứng suất σ_i , theo nguyên lý tích lũy phá hủy (định luật Miner, 1945) thì vật liệu hoàn toàn bị phá hỏng khi:

$$\sum_{i=1}^{i=k} \frac{n_i}{N_i} = 1$$

Trong tính toán, người ta thường chuyển chế độ làm việc không ổn định về chế độ làm việc ổn định với mức ứng suất lớn nhất (σ_1), khi đó chu kỳ chịu tải cho đến khi phá hỏng là N_E (gọi là số chu kỳ tương đương) được xác định theo công thức sau:

$$N_E = 60 \sum \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_1} \right)^m \cdot n_i \cdot t_i \quad (2.14b)$$



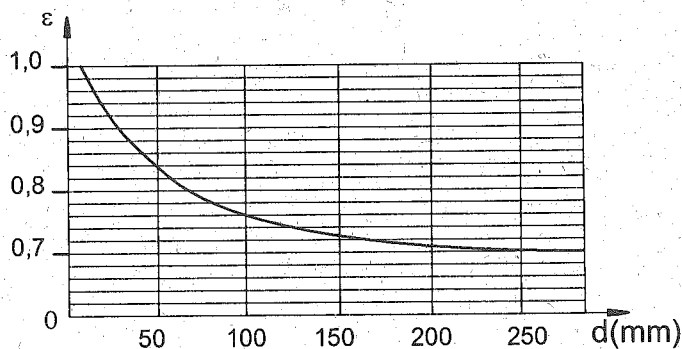
Hình 2.7. Chế độ thay đổi ứng suất không ổn định

2.3.4. Ứng suất giới hạn mỏi của chi tiết

Do hình dạng, kết cấu và kích thước của chi tiết hoàn toàn khác với mẫu thí nghiệm, nên *ứng suất giới hạn mỏi của chi tiết hoàn toàn khác ứng suất giới hạn mỏi của vật liệu*. Khi thiết kế chi tiết nhất thiết phải xác định được các ứng suất giới hạn của chi tiết.

a) Các yếu tố ảnh hưởng đến ứng suất giới hạn mỏi

– Yếu tố kích thước chi tiết: Kích thước mẫu thí nghiệm rất nhỏ ($d_0 = 7 \dots 10 \text{mm}$), trong khi kích thước của chi tiết lại rất lớn. Và khi kích thước tăng lên thì khuyết tật cũng tăng lên, đồng thời tính không đồng nhất về cấu trúc mạng và kích thước hạt cũng tăng lên vì vậy tính chất cơ học của vật liệu cũng bị giảm xuống. Để đặc trưng cho hiện tượng này người ta dùng hệ số ảnh hưởng của kích thước: ε (xem hình 2.8).



Hình 2.8. Đồ thị xác định hệ số kích thước ε

Hệ số kích thước được đánh giá bởi tỷ số giữa ứng suất giới hạn của chi tiết có kích thước d với mẫu có kích thước d_0 .

$$\varepsilon = \sigma_{\text{limd}} / \sigma_{\text{limd0}} \quad (\varepsilon < 1)$$

Hệ số kích thước ε có thể tra theo đồ thị hình 2.8, cũng có thể tính như sau:

Đường kính d	$d \leq 7,62 \text{mm}$	$7,62 < d < 50$	$50 < d < 250 \text{mm}$
Hệ số ε	$\varepsilon = 1,0$	$\varepsilon = (d / 7,62)^{-0,11}$	$\varepsilon = 0,859 - 0,000837 \cdot d$

– Yếu tố kết cấu của chi tiết

Hiện tượng tập trung ứng suất do hình dạng kết cấu của chi tiết. Hình 2.9 là đồ thị về sự phân bố ứng suất trong thanh tiết diện $A = bs$ chịu lực kéo F đúng tâm. Khi thanh có tiết diện không đổi thì ứng suất kéo phân bố đều và $\sigma_k = F/A$ (hình 2.9a). Khi thanh bị khoét bởi lỗ có đường kính d_0 thì giá trị ứng suất và quy luật phân bố của ứng suất kéo thay đổi tùy thuộc vào hình dạng, kích thước lỗ (hình 2.9b). Hiện tượng khi mà quy luật phân bố ứng suất và giá trị ứng suất thay đổi tùy thuộc vào hình dạng và kết cấu của chi tiết gọi là hiện tượng tập trung ứng suất. Do kết cấu của chi tiết rất

đa dạng nên trong thực tế cũng có nhiều kiểu gây nên tập trung ứng suất (ttus) khác nhau (ví dụ như rãnh khía, nhám bề mặt, hình dạng và kích thước của phần chuyển tiếp (còn gọi là bán kính góc lượn) giữa hai tiết diện có kích thước khác nhau,...). Hiện tượng ttus do kết cấu của chi tiết gây nên có ảnh hưởng rất lớn đến độ bền mỏi của chi tiết, vì vậy khi xác định độ bền mỏi của chi tiết cần xét đến yếu tố này.

Trong tính toán sử dụng hệ số tập trung ứng suất (k_σ, k_τ) để đánh giá độ bền mỏi của chi tiết có tập trung ứng suất so với độ bền mỏi của mẫu không có tập trung ứng suất ($k_\sigma = \sigma_r / \sigma_{rk}$ và $k_\tau = \tau_r / \tau_{rk}$). Các hệ số này được tra bảng tùy thuộc vào kết cấu cụ thể của chi tiết (xem chương 8).

Trong đó: σ_r và τ_r là ứng suất giới hạn mỏi của mẫu không có ttus.

σ_{rk} và τ_{rk} là ứng suất giới hạn mỏi của mẫu có ttus.

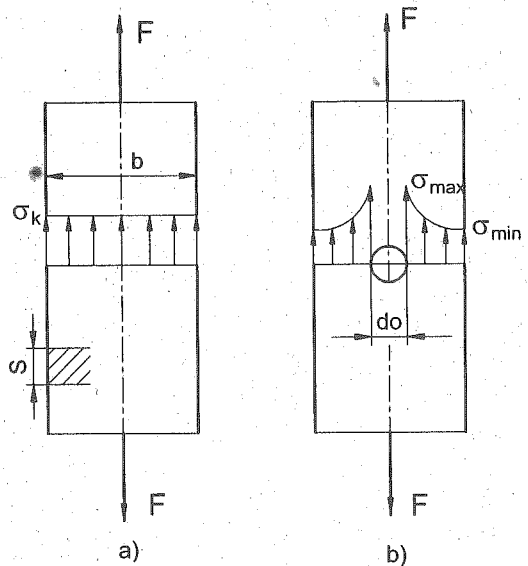
Cần phân biệt hệ số tập trung ứng suất (hstt) lý thuyết $\alpha_\sigma = \sigma_{\max} / \sigma$ và hệ số tập trung ứng suất thực tế ($k_\sigma; k_\tau$); $\alpha_\sigma > k_\sigma$.

– Yếu tố chất lượng bề mặt

Lớp bề mặt của chi tiết (còn gọi là chất lượng bề mặt, lớp này có chiều dày khoảng vài trăm μm đến vài mm) có ảnh hưởng rất lớn đến độ bền và chất lượng sử dụng của chi tiết. Bởi vì đa số các chi tiết thì lớp bề mặt chịu ứng suất lớn nhất (uốn, xoắn, tiếp xúc,...); lớp bề mặt luôn bị tổn thương (hư hỏng) ít nhiều bởi việc gia công trước đó; lớp bề mặt chịu ảnh hưởng của môi trường và đa số các vết nứt về mỏi đều xuất hiện trước tiên ở lớp bề mặt. Vì vậy cần phải quan tâm đến lớp bề mặt.

Chất lượng bề mặt của chi tiết bao gồm: Thành phần hóa học vật liệu và cấu trúc mạng, kích thước hạt kim loại (Mactenxit hay Pherít); Nhám bề mặt và lớp biến cứng.

Hình 2.10 cho chúng ta biết ảnh hưởng của phương pháp gia công bề mặt đến ứng suất giới hạn mỏi của thép, (ví dụ với thép có $\sigma_b = 1100\text{MPa}$,



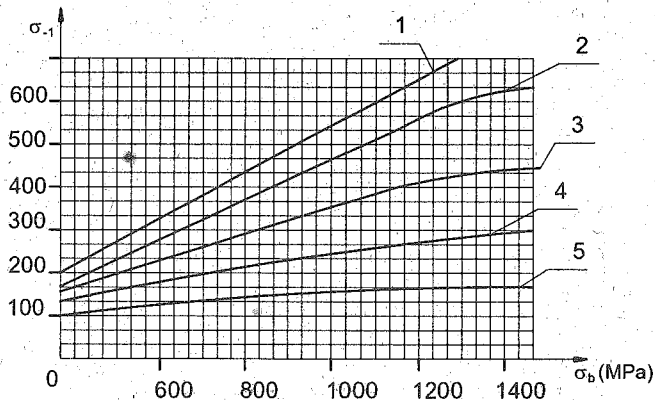
Hình 2.9. Quy luật phân bố ứng suất trong thanh chịu kéo đúng tâm

a) Thanh không có ttus; b) Thanh có ttus.



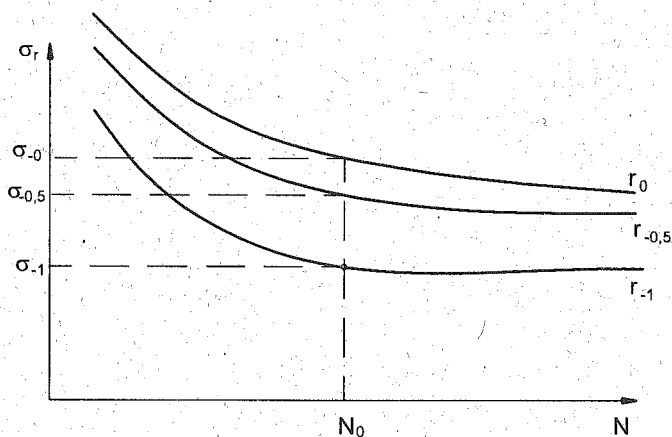
nếu mài nhẵn bề mặt thì ứng suất giới hạn mỗi giảm khoảng 0,9 so với phương pháp đánh bóng. Tương tự σ_{-1} giảm khoảng 0,8...0,6 nếu gia công bề mặt bằng cắt gọt). Trong tính toán sử dụng hệ số ảnh hưởng β để xét ảnh hưởng của chất lượng bề mặt đến giới hạn bền mỏi. Hệ số này được xác định phụ thuộc vào phương pháp tăng bền.

Ngoài ra còn một số yếu tố khác nữa cũng ảnh hưởng đến giới hạn mỏi của vật liệu như vật liệu, nhiệt độ và trạng thái ứng suất, ứng suất dư (đa phần các số liệu về giới hạn mỏi nhận được từ thí nghiệm mỏi uốn với chu trình đối xứng. Ở đó các vết gãy do mỏi thường xuất hiện bắt đầu ở vùng ứng suất kéo cao, tỷ lệ vật liệu chịu ứng suất như vậy rất nhỏ. Nó tương phản với trường hợp thanh tròn chịu kéo với tất cả các điểm của mặt cắt ngang đều chịu ứng suất lớn nhất, dẫn đến ứng suất giới hạn mỏi giảm xuống khoảng 0,8 so với trường hợp chịu uốn lặp lại. Hình 2.11 minh họa về sự thay đổi ứng suất giới hạn mỏi ứng với chu trình thay đổi ứng suất khác nhau).



Hình 2.10. Ảnh hưởng của chất lượng bề mặt đến ứng suất giới hạn mỏi [2]

1. Đánh bóng; 2. Mài; 3. Cắt gọt hoặc gia công nguội; 4. Cán nóng; 5. Rèn.



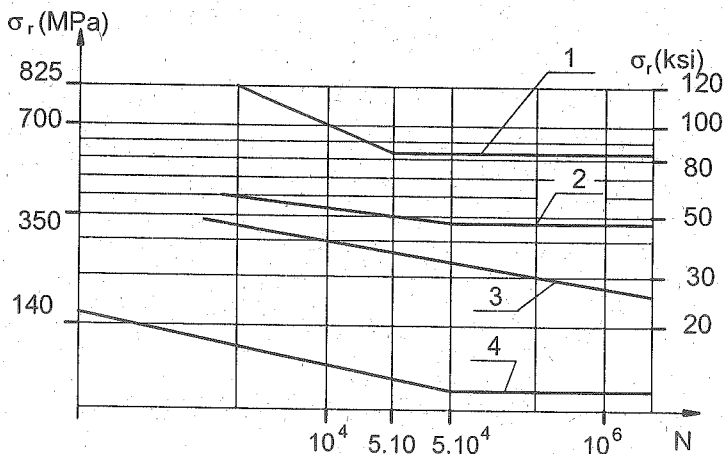
Hình 2.11. Ảnh hưởng của chu trình thay đổi ứng suất đến ứng suất giới hạn mỏi của vật liệu

– Yếu tố vật liệu: vật liệu và cấu trúc vật liệu khác nhau cho ứng suất giới hạn mỗi khác nhau (hình 2.12).

– Yếu tố trạng thái ứng suất.

+ Khi chi tiết chịu ứng suất thay đổi không đối xứng.

σ_a : đây là thành phần gây nên hiện tượng phá hỏng về mỏi.



Hình 2.12. Ứng suất giới hạn mỏi của vật liệu

1. Thép hợp kim xử lý nhiệt; 2. Thép cacbon thường; 3. Nhôm; 4. Gang.

σ_m : cũng ảnh hưởng đến độ bền mỏi của chi tiết, nếu $\sigma_m > 0$ và tăng thì σ_r giảm. Nếu ứng suất kéo tăng lên thì dù σ_a nhỏ cũng có thể gây nên phá hỏng về mỏi.

+ Chi tiết chịu ứng suất phức tạp (đồng thời chịu uốn và chịu xoắn) khi đó có thể sử dụng công thức thực nghiệm “Gao” sau đây:

$$\left(\frac{\sigma_a}{\sigma - 1} \right)^2 + \left(\frac{\tau_a}{\tau - 1} \right)^2 = 1$$

– Ảnh hưởng của nhiệt độ. Khi $t^0 > 250^0\text{C}$ thì tính chất cơ học (E) bị giảm : gang, thép: $\epsilon_t = 1 - k_t(t - 25^0)10^{-2}$

Vậy ứng suất giới hạn mỏi của chi tiết với chu trình thay đổi ứng suất nào đó được xác định theo công thức sau:

$$\sigma_{\text{rect}} = \frac{\sigma_r \cdot \beta \cdot \epsilon \cdot \epsilon_t}{k_\sigma} \quad (2.15a)$$

$$\tau_{\text{rect}} = \frac{\tau_r \cdot \beta \cdot \epsilon \cdot \epsilon_t}{k_\tau} \quad (2.15b)$$



b) Ứng suất cho phép khi chế độ ứng suất thay đổi không ổn định với chu kỳ chịu tải bất kỳ

Kết hợp các công thức: (2.8a, b), (2.12a, b) và (2.15a, b) suy ra công thức xác định ứng suất cho phép của chi tiết khi chịu ứng suất thay đổi với tuổi thọ N như sau:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_r \varepsilon \beta}{sk_\sigma} K_N \quad (2.16a)$$

Hoặc:
$$[\tau] = \frac{\tau_r \varepsilon \beta}{sk_\tau} K_N \quad (2.16b)$$

Trong đó K_N là hệ số tuổi thọ xác định theo (2.13), với N xác định theo (2.14a hoặc 2.14b) tùy thuộc chế độ tải trọng.

2.3.5. Các giải pháp nâng cao giới hạn bền mỏi chi tiết máy

Để cải thiện khả năng chịu tải hoặc kéo dài tuổi thọ của chi tiết, cần có những giải pháp nâng cao độ bền mỏi của chi tiết, bao gồm:

– *Giải pháp thiết kế* là hạn chế tối đa các nguyên nhân gây nên ứng suất thay đổi chu kỳ hoặc ứng suất lớn nhất tác dụng lên chi tiết như: hạn chế tải trọng chu kỳ lặp lại tác dụng lên chi tiết (gây nên ứng suất thay đổi) bằng cách sử dụng các nối trục đàn hồi; sử dụng ổ trượt thay cho ổ lăn hoặc khi thiết kế kết cấu cần hạn chế các nguyên nhân gây rỗ vì các vết nứt về mỏi thường xuất hiện trước tiên tại vùng có ứng suất lớn nhất. Ví dụ làm bán kính góc lượn tại chỗ có thay đổi kích thước, chọn nhám bề mặt hợp lý; tăng diện tích tiếp xúc (với các chi tiết chịu ứng suất tiếp xúc thay đổi); thay thế các kết cấu có tập trung ứng suất cao bằng các kết cấu có rỗ thấp (ví dụ trong mối ghép độ dôi tại các mép thường có ứng suất rất lớn vì vậy cần chọn đường kính may ơ hợp lý hoặc khi không có may ơ thì làm rãnh vòng giảm ứng suất lặp) (xem kết cấu trục ở chương 8).

– *Giải pháp công nghệ*: Thực chất của giải pháp này là chọn quy trình công nghệ gia công chi tiết hợp lý bao gồm: công nghệ xử lý bề mặt và công nghệ gia công chi tiết.

Công nghệ xử lý bề mặt bao gồm các phương pháp như nhiệt luyện (tôi cải thiện, thường hóa, tôi và ram thấp, tôi bề mặt,...), các phương pháp thấm (thấm cacbon, thấm nito,...), thấm kết hợp với tôi nhằm cải thiện chất lượng của lớp bề mặt kim loại.

Công nghệ gia công như gia công tinh bề mặt: đánh bóng, mài nghiền,... để giảm các nhấp mô bề mặt chi tiết. Các phương pháp gia công gây biến dạng dẻo lớp bề mặt như phun bi, lăn nén,... (một mặt gây cứng nguội lớp bề mặt do đó làm tăng độ cứng và tạo ra ứng suất nén dư trong lớp bề mặt, mặt khác làm san bằng các đỉnh nhấp mô dẫn đến các R_a và R_z giảm đáng kể) hoặc sử dụng các phương pháp nóng, chuốt để gia công lỗ, các phương pháp cán để tạo hình chi tiết như cán ren, cán rãnh lăn trong truyền động vít me bi, cán răng trong truyền động bánh răng sóng hoặc cán ren đối với các chi tiết ren (vừa đạt năng suất cao vừa đảm bảo độ bền của ren tốt nhất là khi chịu tải trọng thay đổi).

2.4. CÁC PHƯƠNG PHÁP XÁC ĐỊNH ỨNG SUẤT NGUY HIỂM

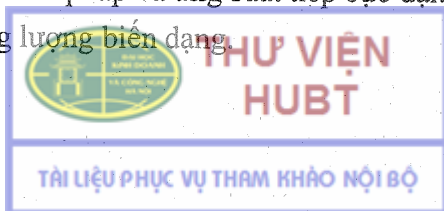
Trong công thức (2.4), giá trị của σ và τ là ứng suất xuất hiện trong chi tiết khi chịu tác dụng của tải trọng ngoài gọi là ứng suất thực tế. Khi chi tiết chịu tải, tùy thuộc vào tình trạng làm việc mà ứng suất sinh ra trong chi tiết có thể là ứng suất kéo (nén), ứng suất uốn hay ứng suất tổng hợp (bao gồm cả ứng suất σ và τ), các ứng suất này có thể không đổi hay thay đổi. Mặt khác vật liệu chế tạo chi tiết cũng có thể là kim loại (vật liệu dẻo hay giòn) hoặc chất dẻo hay composit. Vì vậy, xác định các ứng suất nguy hiểm và dự đoán các hư hỏng khi chi tiết làm việc là một công việc quan trọng. Nếu đánh giá đúng thì độ tin cậy khi làm việc của chi tiết sẽ cao, giá thành sản phẩm sẽ giảm và ngược lại. Như vậy với một chi tiết chịu tải đã cho thì người thiết kế phải dự đoán được các hư hỏng có thể xảy ra tương ứng với loại vật liệu.

Sau đây chúng tôi sẽ giới thiệu một số phương pháp để xác định ứng suất nguy hiểm và trách nhiệm của người thiết kế là phải chọn một phương pháp phù hợp với các điều kiện cụ thể.

Phương pháp ứng suất pháp cực đại.

Phương pháp ứng suất pháp và ứng suất tiếp cực đại.

Phương pháp năng lượng biến dạng



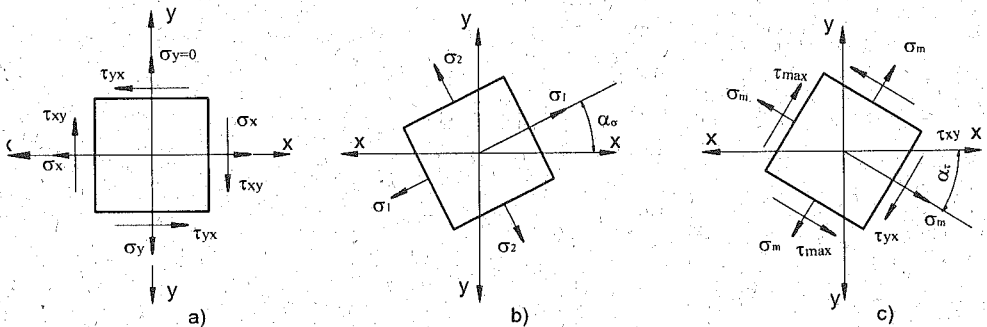
2.4.1. Phương pháp ứng suất pháp cực đại

Với các chi tiết làm bằng vật liệu giòn và chịu ứng không đổi thì dạng phá hủy chủ yếu là do ứng suất pháp gây ra. Thuyết ứng suất pháp cực đại phát biểu rằng một vật liệu sẽ bị hỏng khi ứng suất pháp (kéo hay nén) vượt quá giới hạn bền của vật liệu xác định bằng thí nghiệm trên mẫu.

2.4.2. Ứng suất pháp và ứng suất tiếp cực đại, vòng tròn Mo ứng suất

2.4.2.1. Ứng suất pháp và ứng suất tiếp cực đại

Hình 2.13a biểu diễn ứng suất tác dụng trên phân tử của chi tiết chịu tải. Các ứng suất pháp σ_x , σ_y có thể do lực kéo hay uốn gây ra. Nếu ứng suất này là âm thì vectơ ứng suất sẽ có chiều ngược lại. Còn ứng suất tiếp (ứng suất cắt ngang hay cắt đứng) τ_{xy} hay τ_{yx} (chỉ số xy giúp xác định hướng ứng suất tiếp, τ_{xy} vuông góc với trục x và song song với trục y). Ứng suất tiếp là dương nếu làm phân tử quay theo chiều ngược kim đồng hồ, như vậy trên hình 2.13a thì τ_{yx} là dương, τ_{xy} là âm và $\tau_{yx} = \tau_{xy}$.



Hình 2.13

a) Phân tử ứng suất phẳng; b) Phân tử ứng suất chính; c) Phân tử ứng suất tiếp lớn nhất và vị trí của ứng suất chính.

Vấn đề là cần xác định ứng suất cực đại (ứng suất pháp và ứng suất tiếp) và mặt phẳng xuất hiện ứng suất đó.

a) Các ứng suất pháp cực đại: ứng suất chính

Tổng hợp các ứng suất pháp và ứng suất tiếp tạo ra ứng suất pháp cực đại gọi là ứng suất chính lớn nhất. Ứng suất chính lớn nhất xác định theo công thức sau:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.17)$$

và ứng suất chính nhỏ nhất:

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.18)$$

$$\text{Góc có ứng suất chính } \alpha_\sigma = \frac{1}{2} \arctan \left[2\tau_{xy} / (\sigma_x - \sigma_y) \right] \quad (2.19)$$

Góc α_σ được xác định từ chiều dương trục x của phân tố ứng suất ban đầu với ứng suất σ_1 và khi đó σ_2 ở trên mặt phẳng vuông góc với σ_1 (hình 2.13b).

Theo một hướng khác ứng suất tiếp cực đại sẽ xuất hiện có độ lớn như sau: ứng suất tiếp cực đại:

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.20)$$

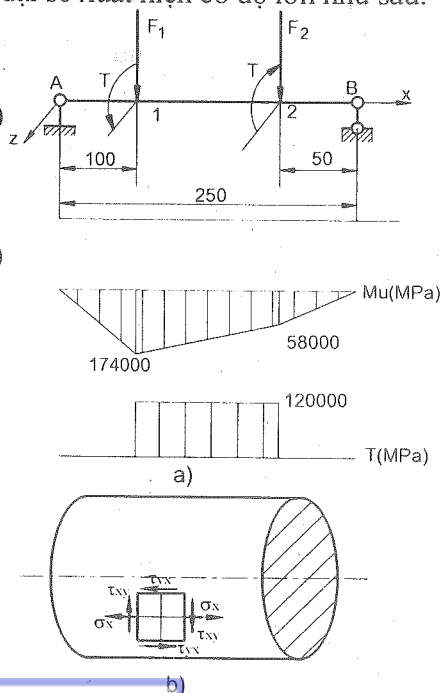
Góc của phân tố ứng suất tiếp cực đại:

$$\alpha_\tau = \frac{1}{2} \arctan \left[-(\sigma_x - \sigma_y) / 2\tau_{xy} \right] \quad (2.21)$$

Góc giữa phân tố ứng suất chính và phân tố ứng suất tiếp cực đại là 45° .

Và trên phân tố ứng suất tiếp cực đại thì các ứng suất pháp có độ lớn bằng nhau và tác dụng vuông góc với các mặt phẳng có ứng suất tiếp cực đại tác dụng. Ứng suất pháp trung bình xác định theo (2.22) như sau (xem hình 2.13c):

$$\sigma_m = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \quad (2.22)$$



Hình 2.14

a) Biểu đồ mômen uốn và mômen xoắn; b) Ứng suất trên phân tố M và vị trí của ứng suất chính.

Để minh họa cho lý thuyết xác định ứng suất chính, ta xét ví dụ sau đây. Trên hình (2.14) là sơ đồ 1 dầm đặt trên 2 gối tựa, chịu tác dụng của các lực F_1 và F_2 và mômen xoắn T . Theo sơ đồ ta thấy dầm chịu uốn và chịu xoắn vì vậy trên phân tố M sẽ chịu ứng suất kéo σ_x theo phương x và ứng suất xoắn τ_{yx} do T gây ra.

Cho trước $F_1 = 2500\text{N}$; $F_2 = 1200\text{N}$; $T = 120000\text{Nmm}$; $l_1 = 100\text{mm}$; $l = 250\text{mm}$ và $d = 30\text{mm}$.

Bằng các phương trình cân bằng ta xác định được phản lực tại gối tựa $R_A = 1740\text{N}$ và $R_B = 1160\text{N}$. Từ đó xác định mômen uốn tại tiết diện 1 và 2 (xem hình 2.14).

– Giá trị ứng suất σ_x và τ_{yx} tại tiết diện 1 như sau:

$$\sigma_x = \frac{M_u}{W_u} = \frac{174000}{2700} = 64,44\text{MPa}$$

$$\text{và } \tau_{xy} = \frac{T}{W_0} = \frac{120000}{5400} = 22,22\text{MPa}$$

Trong đó $W_u = 0,1d^3 = 2700\text{mm}^3$ và $W_0 = 0,2d^3 = 5400\text{mm}^3$

– Sử dụng công thức từ (2.17) đến (2.22) ta có thể xác định được ứng suất chính trên phân tố M :

Ứng suất chính lớn nhất:

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{64,44}{2} + \sqrt{\left(\frac{64,44}{2}\right)^2 + 22,22^2} \\ &= 32,22 + 39,13 = 71,35\text{MPa}\end{aligned}$$

Ứng suất chính nhỏ nhất:

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = 32,22 - 39,13 = -6,91\text{MPa}$$

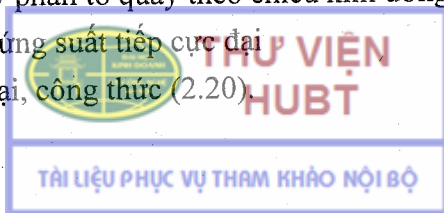
Phương có ứng suất chính lớn nhất tác dụng:

$$\alpha_r = \frac{1}{2} \arctan \left[\frac{2\tau_{xy}}{(\sigma_x - \sigma_y)} \right] = \frac{1}{2} \arctan \left[\frac{(2) \cdot (22,22)}{64,44} \right] = \frac{1}{2} \arctan(1) = 22,3^\circ$$

Dấu dương cho thấy phân tố quay theo chiều kim đồng hồ.

– Xác định phân tố ứng suất tiếp cực đại

Ứng suất tiếp cực đại, công thức (2.20).



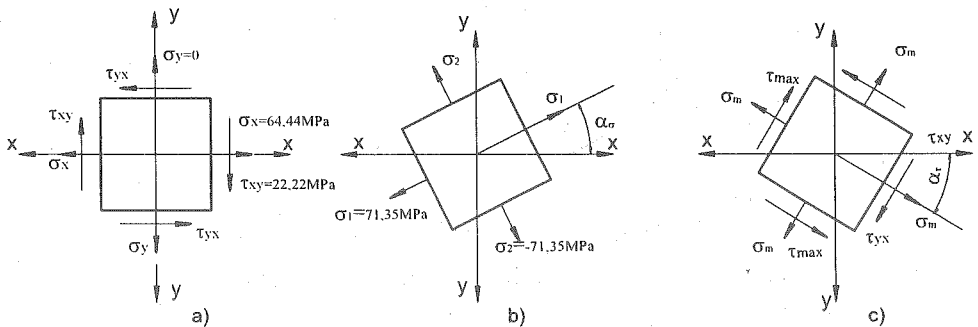
$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \sqrt{\left(\frac{64,44}{2}\right)^2 + 22,22^2} = 39,14\text{MPa}$$

Hướng của phân tử ứng suất tiếp lớn nhất, công thức (2.21).

$$\begin{aligned}\alpha_\tau &= \frac{1}{2} \arctan \left[-(\sigma_x - \sigma_y) / 2\tau_{xy} \right] \\ &= \frac{1}{2} \arctan \left[-(64,44) / (2) \cdot (22,22) \right] = \frac{1}{2} \arctan(-1,45) = -27,2^\circ\end{aligned}$$

Dấu âm cho thấy phân tử ứng suất tiếp quay theo chiều ngược kim đồng hồ.

Hình 2.15 biểu diễn phân tử ứng suất ban đầu (a), phân tử ứng suất chính (b) và phân tử ứng suất tiếp cực đại (c). Kết quả cho thấy mức chênh lệch giữa ứng suất chính lớn nhất ($\sigma_1 = 71,35\text{MPa}$) so với ứng suất thực ($\sigma_x = 64,44\text{MPa}$) do ngoại lực gây ra khoảng 11% và 17% với ứng suất tiếp. Các ứng suất này thường được sử dụng để dự đoán chính xác các dạng hư hỏng và phương pháp tính toán thiết kế an toàn. Đồng thời qua thí dụ trên bạn đọc có thể nắm được các bước để xác định ứng suất chính và ứng suất tiếp cực đại.



Hình 2.15. Liên hệ giữa phân tử ứng suất tiếp lớn nhất với phân tử ứng suất ban đầu và phân tử ứng suất chính

2.4.2.2. Vòng tròn Mo ứng suất

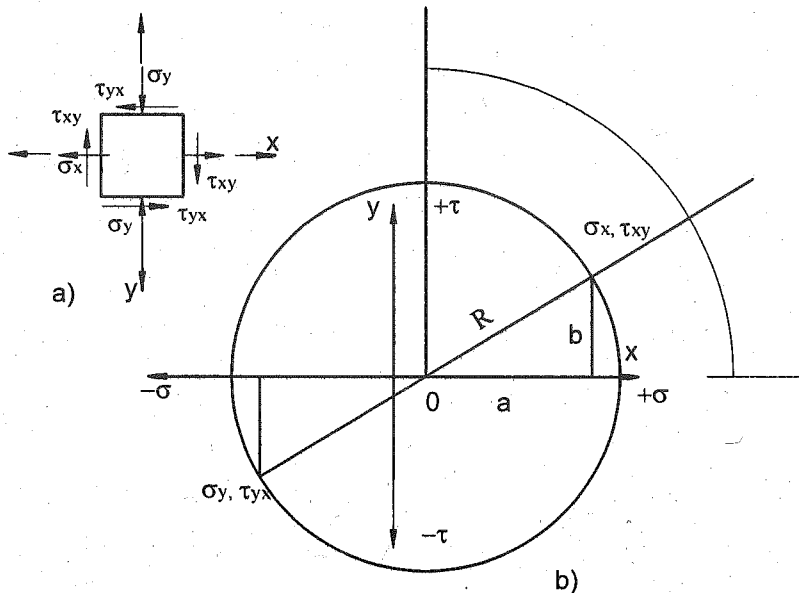
Khi đã biết ứng suất pháp và ứng suất tiếp tác dụng trên hai mặt vuông góc bất kỳ của phân tử thì ta có thể xác định được giá trị cũng như hướng của các ứng suất trong các công thức từ (2.17) đến (2.22) như ứng suất chính lớn nhất, nhỏ nhất và hướng tác dụng, cũng như ứng suất tiếp,... thông qua vòng tròn Mo ứng suất.

Trên hình 2.16 là vòng tròn Mo ứng suất của phân tố trong thí dụ trên.

Ghi chú:

- Xem thêm [5] để biết cách xây dựng vòng tròn Mo.
- Tâm vòng tròn Mo nằm trên trục σ , hoành độ là $\sigma_m = (\sigma_x + \sigma_y)/2$.
- Vòng tròn Mo có bán kính $R = \sqrt{a^2 + b^2}$.

Trong đó: $a = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}$ và $b = \tau_{xy}$.



Hình 2.16. Vòng tròn Mo ứng suất

Từ vòng tròn Mo, ta có thể xác định được các đại lượng như sau:

- Vòng tròn cắt trục σ bên phải cho giá trị ứng suất chính lớn nhất $\sigma_1 = \sigma_m + R$ và cắt trục σ ở bên trái cho giá trị ứng suất chính nhỏ nhất $\sigma_2 = \sigma_m - R$.
- Tọa độ điểm cao nhất của vòng tròn cho giá trị ứng suất tiếp lớn nhất và $\tau_{max} = R$.
- Từ các kết quả thu được, ta có thể vẽ được phân bố ứng suất chính và phân bố ứng suất tiếp lớn nhất (xem hình 2.17).

2.4.3. Phương pháp năng lượng biến dạng với ứng suất hai chiều hoặc ba chiều trên vật liệu dẻo

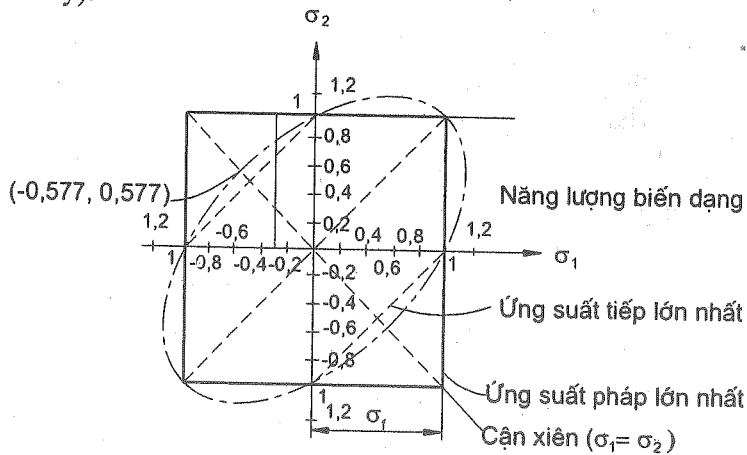
Phương pháp năng lượng biến dạng được chứng minh là phương pháp dự báo hư hỏng tốt nhất cho vật liệu dẻo dưới tác dụng của ứng suất tĩnh hay ứng suất thay đổi đổi hướng, còn gọi là phương pháp Von Mises. Công thức xác định ứng suất Von Mises xác định như sau:

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2} \quad (2.23)$$

Trong đó: σ_{td} là ứng suất Von Mises (trong các tài liệu của Mỹ ứng suất Von Mises được ký hiệu là σ') và σ_1 ; σ_2 là các ứng suất lớn nhất, nhỏ nhất xác định bằng vòng tròn Mo hoặc từ các công thức (2.17) và (2.18).

Để chi tiết không xảy ra hư hỏng thì $\sigma_{td} = \sigma' < \sigma_{ch}$.

(Công thức 2.23 được Von Mises đề xuất năm 1923 và đến năm 1925 được bổ sung bởi H.Hencky, vì vậy đôi khi còn gọi là phương pháp Von Mises– H.Hencky).



Hình 2.17. Phương pháp năng lượng phá hủy so với ứng suất tiếp cực đại, ứng suất chính cực đại

Trên hình 2.17 mô tả vùng chi tiết bị phá hủy theo thuyết *năng lượng biến dạng* và *ứng suất chính lớn nhất*; *ứng suất tiếp lớn nhất*. Với σ_1 là trục nằm ngang và σ_2 là trục thẳng đứng. Đường phá hủy là đường elip có tâm là gốc tọa độ và qua các điểm là giới hạn chảy của mỗi trục trong cả hai vùng kéo và nén. Điều kiện sử dụng phương pháp này là vật liệu có ứng suất giới hạn chảy khi kéo và khi nén phải bằng nhau. Thang đo bằng số trên biểu đồ

được chuẩn hóa với giới hạn chảy vì vậy elip sẽ đi qua điểm có $\sigma_{ch}/\sigma_1 = 1$ trên trục σ_1 và tương tự cho các trục còn lại. *Tổng hợp các ứng suất chính nằm trong elip năng lượng được dự đoán là an toàn và nằm ngoài được dự đoán là hư hỏng. Và điều kiện để vật liệu không hư hỏng với hệ số an toàn sẽ là: $\sigma_{td} = \sigma_{ch} / S$.*

2.5. VẬT LIỆU SỬ DỤNG TRONG NGÀNH CƠ KHÍ

Chọn vật liệu là một bước quan trọng trong thiết kế chi tiết máy. Muốn chọn được vật liệu hợp lý và phù hợp cần hiểu biết sâu sắc các đặc trưng của vật liệu và các phương pháp nhiệt luyện, các phương pháp thấm,... để cải thiện cơ lý tính của vật liệu, phải nắm được các yêu cầu và các dạng phá hỏng của chi tiết cũng như phải hiểu biết về phương thức công nghệ để tạo ra sản phẩm. Chú ý rằng giá thành của vật liệu chiếm trung bình khoảng 50% giá thành với máy có độ chính xác cao; với ô tô là 60...70%, còn với cầu trục và cần trục thì khoảng 70...80%. Vì vậy khi chọn vật liệu cần xét đến những yêu cầu chính sau đây:

- Xuất phát từ yêu cầu về khả năng làm việc của chi tiết máy: độ bền, độ cứng hay khả năng chịu mài mòn,...

- Vật liệu phải có tính công nghệ phù hợp với hình dáng và phương pháp gia công.

- Có lợi nhất về phương diện giá thành: kích thước nhỏ gọn, vật liệu dễ tìm và dễ cung ứng và dễ thay thế khi cần thiết.

- Giảm số chủng loại vật liệu sử dụng.

Trong một số trường hợp, vật liệu được chọn xuất phát từ một số chỉ tiêu kết hợp, ví dụ xuất phát từ giá thành hay khối lượng là nhỏ nhất mà vẫn đảm bảo được độ bền tĩnh, độ bền mỏi hay độ cứng của chi tiết. Ngoài ra một số chi tiết máy mà điều kiện làm việc đòi hỏi từng phần phải đáp ứng các yêu cầu khác nhau thì phải sử dụng nguyên tắc chất lượng cục bộ.

Trong ngành cơ khí thường sử dụng 3 nhóm vật liệu chính sau đây:

2.5.1. Vật liệu thép

Thép là loại vật liệu được sử dụng rộng rãi để chế tạo các chi tiết máy bởi vì các tính chất nổi trội của nó như độ bền, độ cứng và độ dẻo cao, có



tính công nghệ cao so với gang và kim loại màu. Có rất nhiều loại thép được sử dụng, bao gồm: thép cacbon và thép hợp kim.

– *Thép cacbon thấp* (loại thép có hàm lượng cacbon $< 0,3\%$). Loại thép này có độ bền tương đối thấp, nhưng dễ biến dạng vì vậy được lựa chọn để chế tạo các chi tiết không yêu cầu độ bền cao. Trong trường hợp cần tăng cường khả năng chịu mài mòn thì sử dụng phương pháp thấm cacbon để nâng cao khả năng chống mòn.

– *Thép cacbon trung bình* chứa $0,3\%$ đến $0,5\%$ cacbon. Với các chi tiết máy yêu cầu độ bền và độ cứng trung bình nhưng độ dẻo cao đều làm từ loại thép này.

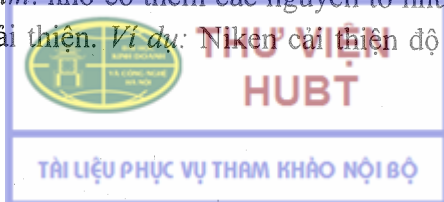
– *Thép cacbon cao* có $0,5\%$ đến $0,95\%$ cacbon. Do hàm lượng cacbon cao nên khả năng chống mài mòn rất tốt vì vậy thích hợp để chế tạo các chi tiết chịu mài mòn như các lưỡi cắt (các dụng cụ cắt gọt) hoặc các chi tiết sử dụng trong máy nông nghiệp, máy xây dựng,... Với các ổ trục thường dùng thép với hàm lượng 1% cacbon.

Một số mác thép và ứng dụng để chế tạo các chi tiết máy được cho trong bảng 2.3.

Bảng 2.3. Một số thép và các ứng dụng để chế tạo các chi tiết máy

Mã số thép		Các ứng dụng
TCVN	AISI	
C15	1015	Chi tiết dạng tấm: đĩa ma sát, vòng đệm, ống lót; Các chi tiết định hình (có thể thấm cacbon): vít
C20;C30	1020; 1030	Những chi tiết đa năng chịu tải trọng nhỏ: dạng thanh (cần gạt); chi tiết nối, bạc lót, chốt,...
C40;C45	1040; 1045	Trục, bánh răng
C80	1080	Lò xo, các chi tiết máy nông nghiệp chịu mài mòn (đĩa, lưỡi cày, răng cào,...)
–	1112	Dùng cho các chi tiết có ren
–	4140	Trục, bánh răng và chi tiết có ren
40CrNi	4340	Trục, bánh răng và chi tiết tôi thể tích
–	5150	Trục, bánh răng có kích thước lớn, lò xo
–	9260	Lò xo

– *Các thép hợp kim*: nhờ có thêm các nguyên tố như Cr, Mn,... mà tính chất của thép được cải thiện. Ví dụ: Niken cải thiện độ dai, độ thấm tôi và



khả năng chống ăn mòn của thép; Crôm cải thiện độ thấm tôi, chống mài mòn và độ bền nhiệt.

– *Thép kết cấu* về cơ bản đó là thép cacbon thấp dạng bản, dầm tiêu chuẩn chữ T; L; U,... để chế tạo các kết cấu, được sử dụng dạng cung cấp không qua xử lý nhiệt. Do yêu cầu chất lượng không cao nên hàm lượng P, S khá lớn (P khoảng 0,040...0,070% và S là 0,050...0,060%). Thép kết cấu có ký hiệu CTx với các chữ đằng sau: s là thép nửa sôi và n là thép nửa lặng. Ví dụ: CT38; CT38s hoặc CT38n (có $\sigma_b = 38 \text{ kG/mm}^2$ hoặc $\sigma_b = 380 \text{ MPa}$).

– *Thép không gỉ* là loại thép có khả năng chống ăn mòn cao nhờ các hợp kim chứa trong thép. Thép không gỉ bao gồm 3 nhóm chính là austenit; ferit và mactenxit. Thép không gỉ austenit là loại thép có độ bền trung bình và không xử lý nhiệt. Thép không gỉ chủ yếu để chế tạo các chi tiết trong ngành dầu khí (bình lọc dầu,...), các chi tiết trang trí trong ngành ô tô hoặc trong thiết bị thực phẩm. Thép không gỉ austenit thuộc nhóm AISI 200 và 300.

Thép không gỉ ferit thuộc nhóm có từ tính và sử dụng tốt ở nhiệt độ cao, từ 1300°F đến 1900°F (700°C đến 1040°C), chúng có khả năng xử lý nhiệt, thường để chế tạo các chi tiết như: các ống trao đổi nhiệt, thiết bị lọc dầu, trang trí ô tô và thiết bị hóa học. Thép không gỉ ferit thuộc nhóm AISI 400, bao gồm: 405; 409; 430; 446,...

Thép không gỉ mactenxit cũng nằm trong nhóm 400, bao gồm: 403; 410; 416; 420; 431,... và 440. Chúng có từ tính và có thể xử lý nhiệt và có độ bền cao hơn nhóm 200 và 300, trong khi độ dai vẫn tốt. Chúng được sử dụng để chế tạo các chi tiết thuộc bộ phận của động cơ tuabin, dụng cụ y tế, các bộ phận bơm, van, ống nối và các thiết bị hàng hải.

Với những chi tiết sử dụng trong ngành hàng không vũ trụ do yêu cầu độ bền cao nhưng lại nhẹ đều do các hãng sản xuất độc quyền cung cấp.

2.5.2. Vật liệu gang

Gang là hợp chất của sắt với cacbon có hàm lượng từ 2,14...6,67%. Gang dùng để chế tạo các chi tiết có kích thước lớn như khung, bệ máy, giá đỡ hoặc bánh răng, bánh đai,... Một số loại gang có độ bền, độ dẻo, khả năng chống mài mòn nên được dùng rộng rãi. Có 3 loại gang chính là gang xám, gang dẻo và gang cầu.

– *Gang xám* là loại vật liệu có giới hạn bền kéo $\sigma_{bk} = 138...414 \text{ MPa}$, còn σ_{bn} thì lớn hơn khoảng từ 3...4 lần so với σ_{bk} . Nhược điểm của gang

xám là giòn nên không sử dụng được cho các chi tiết chịu uốn, va đập. Khả năng chịu mài mòn của gang xám cao, dễ gia công và có khả năng tôi mặt ngoài vì vậy gang xám sử dụng để chế tạo các chi tiết như bánh răng, block động cơ, bệ máy hoặc bộ phận hãm. TCVN 1659–75 có quy định ký hiệu gang xám bằng GXxx–xx (chỉ số chỉ giới hạn bền kéo và bền nén của gang), ví dụ GX150–320 ($\sigma_{bk}=150\text{MPa}$ và $\sigma_{bn}=320\text{MPa}$).

– Gang cầu là loại gang có độ bền cao nhất, graphit ở dạng cầu, ít chia cắt nền kim loại và hầu như không có đầu nhọn gây tập trung ứng suất nên về độ bền của gang cầu không thua thép bao nhiêu và có thể thay thế nó, ($\sigma_{bk} = 400\dots800\text{MPa}$; $\sigma_{0,2} = 250\dots600\text{MPa}$, tương đương thép cacbon chế tạo máy; độ dẻo trong khoảng 2...15%). Chi tiết quan trọng, điển hình làm bằng gang cầu là trục khuỷu của các loại xe ô tô, đây là chi tiết phức tạp, chịu tải trọng lớn, va đập và chịu mài mòn. Với yêu cầu đó, trục khuỷu có thể làm bằng thép (ví dụ C45) hoặc bằng gang cầu, nhưng làm bằng gang cầu kinh tế hơn rất nhiều.

TCVN 1659–75 có quy định ký hiệu gang cầu bằng GCxx–xx.

– Gang dẻo do graphit ở dạng cụm và lượng cacbon của gang thấp nên gang dẻo có độ bền gần như gang cầu và cao hơn gang xám. Những chi tiết làm bằng gang dẻo phải thỏa mãn 3 yêu cầu sau: *kết cấu phức tạp; thành mỏng và chịu va đập*. Nếu một trong 3 yêu cầu trên không thỏa mãn thì việc chế tạo bằng gang dẻo là không thể hoặc không kinh tế. Thường các sản phẩm làm từ gang dẻo có chiều dày thành khoảng 20...30mm (không vượt quá 40mm).

TCVN 1659–75 có quy định ký hiệu gang dẻo bằng GZxx–xx.

2.5.3. Kim loại màu và hợp kim của kim loại màu

Đồng được sử dụng ở dạng gần nguyên chất trong các ứng dụng của ngành điện như làm dây dẫn, ống do đồng có độ dẫn điện tốt và chống ăn mòn cao. Trong ngành cơ khí chủ yếu sử dụng dạng hợp kim như *đồng thau* hay *đồng thanh*

– Đồng thau là hợp kim của đồng và kẽm, với hàm lượng kẽm khoảng từ 5...40%. Đồng thau có tính cắt gọt, có khả năng chịu mài mòn và chống dính tốt vì vậy được sử dụng để chế tạo các chi tiết như vành răng bánh vít. Loại vật liệu này có khả năng chống ăn mòn nên cũng được sử dụng để chế tạo các chi tiết trong ngành hàng hải. Tùy thuộc vào hàm lượng của Zn mà

phân ra *đồng thau vàng*; *đồng thau đỏ*. Ngoài ra còn có một số hợp kim khác như thiếc, chì, niken hoặc nhôm để cải thiện một số tính chất của đồng thau như khả năng chịu mài mòn hoặc khả năng chống dính,... khi vận tốc trượt và áp suất lớn.

– *Đồng thanh* là hợp kim của đồng và một số thành phần khác mà chủ yếu là thiếc, sắt, nhôm,... dùng để chế tạo các chi tiết yêu cầu độ bền cao và khả năng chống mòn như vành răng bánh vít, bạc hoặc bánh răng trong các máy gia dụng (ký hiệu và cơ tính các loại hợp kim đồng xem chương 6).

2.5.4. Vật liệu phi kim và kim loại gốm

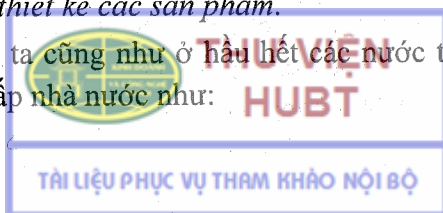
Chất dẻo chủ yếu để chế tạo các chi tiết cần giảm hoặc tăng ma sát, giảm chấn. Các ứng dụng của chất dẻo có thể tham khảo thêm ở chương 9; 10 và 11).

2.6. TIÊU CHUẨN HOÁ VÀ TÍNH CÔNG NGHỆ TRONG THIẾT KẾ

2.6.1. Tiêu chuẩn hóa và thống nhất hóa trong thiết kế

Tiêu chuẩn hóa là việc quy định những tiêu chuẩn, quy phạm hợp lý và thống nhất về hình dạng, thông số, chất lượng,... của sản phẩm. Nó có ý nghĩa vô cùng to lớn trong ngành kinh tế nói chung và ngành cơ khí nói riêng. Khi thiết kế các sản phẩm cơ khí chúng ta gặp rất nhiều dạng tiêu chuẩn khác nhau như: Dây số tiêu chuẩn (dây cấp số nhân với số sau bằng số trước nhân với công bội $\varphi = \sqrt[3]{10}$, n có thể là 5; 10; 20 như dây R10 hay dây R20 hoặc dây cấp số cộng như dây tiêu chuẩn đường kính trong ổ lăn: Tiêu chuẩn về nhám bề mặt, khoảng cách trục trong truyền động bánh răng,...) hoặc chi tiết và bộ phận dưới dạng tiêu chuẩn như bulông, đai ốc, ổ lăn, khớp nối, dây xích,... Các thông số tiêu chuẩn như môđun bánh răng, bước xích, đường kính thân và ngỗng trục, nhám bề mặt, kích thước và quy cách mối ghép,... Vì vậy người thiết kế cần nắm vững các quy cách, các tiêu chuẩn để áp dụng khi thiết kế các sản phẩm.

Hiện nay, ở nước ta cũng như ở hầu hết các nước trên thế giới đã xây dựng các tiêu chuẩn cấp nhà nước như:



– Tiêu chuẩn nhà nước Việt Nam: TCVN kèm theo số thứ tự tiêu chuẩn và năm ban hành.

– Tiêu chuẩn hóa quốc tế (*International Standard Organization*): ISO.

– AISI (*American Institute of Steel Construction*)

– GOST (*Nga*)

– DIN (*Đức*) và JIS (*Nhật*)...

Ngoài tiêu chuẩn cấp nhà nước còn có tiêu chuẩn ngành, công ty, tỉnh,...

Việc áp dụng tiêu chuẩn hóa vào quá trình tạo ra sản phẩm sẽ mang lại nhiều lợi ích thiết thực như giá thành rẻ do thiết kế và chế tạo trở nên đơn giản và nhanh, thay thế các chi tiết bị hỏng thuận lợi và nhanh chóng.

2.6.2. Tính công nghệ của chi tiết máy

Tính công nghệ của chi tiết máy là một trong những yếu quan trọng liên quan đến giá thành sản xuất của sản phẩm. Một chi tiết có tính công nghệ là chi tiết vừa phải thỏa mãn các yêu cầu về khả năng làm việc nhưng phải có giá thành rẻ nhất về phương diện chế tạo, lắp ráp và thay thế khi hỏng hóc. Tính công nghệ của chi tiết phụ thuộc vào hình dạng và kết cấu (khi thiết kế kết cấu chi tiết cần quan tâm đến độ bền, phương pháp chế tạo phôi (phôi rèn, đúc hay hàn), vật liệu, kích thước, nhiệt luyện và phương pháp gia công cắt gọt (xem thêm [4]; [5])), độ chính xác và độ nhám các bề mặt gia công. Một điểm cần quan tâm là tính công nghệ của chi tiết liên quan đến tính công nghệ của cả máy.

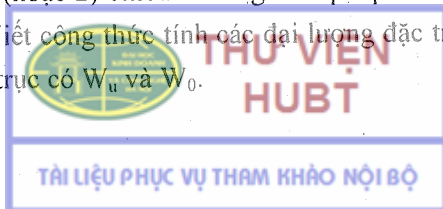
CÂU HỎI ÔN TẬP

Câu 1.

a) Thế nào là ứng suất không đổi, ứng suất thay đổi? Ứng suất thay đổi phụ thuộc vào những yếu tố nào?

b) Tải trọng không đổi có gây nên ứng suất thay đổi không? Lấy ví dụ minh họa.

c) Khi trục quay 1 (hoặc 2) chiều thì ứng suất pháp và ứng suất tiếp thay đổi theo chế độ nào? Viết công thức tính các đại lượng đặc trưng biết trục chịu M và T là không đổi, trục có W_u và W_0 .



d) Ứng suất không đổi hay ứng suất thay đổi có liên quan đến dạng phá hỏng của chi tiết không? Nêu phương pháp tính toán chi tiết cho 2 trường hợp nói trên.

Câu 2

- a) Nêu và phân tích các yếu tố ảnh hưởng đến độ bền mỏi của chi tiết.
b) Xác định ứng suất giới hạn mỏi ngắn hạn của chi tiết khi ứng suất thay đổi ổn định và khi ứng suất thay đổi không ổn định biết:

– Số chu kỳ chịu tải N (với $N < N_0$).

– Kích thước, kết cấu và chi tiết không sử dụng phương pháp tăng bền bề mặt.

- c) Nêu các giải pháp để nâng cao độ bền mỏi của chi tiết máy.

Câu 3. Nguyên tắc chọn vật liệu khi thiết kế máy và chi tiết máy.

Câu 4.

a) Vì sao khi thiết kế chi tiết cần quan tâm đến vấn đề tiêu chuẩn hóa và thống nhất hóa? Đối tượng của tiêu chuẩn hóa và thống nhất khi thiết kế chi tiết máy. Lấy ví dụ minh họa.

b) Vì sao khi thiết kế cần quan tâm đến tính công nghệ của chi tiết? Thế nào là chi tiết có tính công nghệ? Lấy ví dụ minh họa.

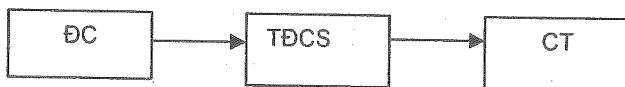


Phần 2

TRUYỀN ĐỘNG CÔNG SUẤT

1. KHÁI NIỆM VỀ TRUYỀN ĐỘNG CÔNG SUẤT

Trong thực tế, tốc độ và công suất (hoặc lực kéo) của bộ phận công tác phụ thuộc vào các ứng dụng cụ thể và có các giá trị rất khác nhau. Ví dụ các trục của dụng cụ đo quay với tốc độ rất nhỏ chỉ vài vg/ph, trong khi đó trục chính của các máy cắt gọt có thể quay vài trăm đến vài nghìn vg/ph. Ở một số máy công tác mômen hoặc lực kéo của trục công tác lại yêu cầu rất nhỏ hoặc rất lớn như công suất chỉ cần vài W cho trục bánh xe đồ chơi nhưng cũng có thể lên tới trăm kW cho trục tang trong băng tải với năng suất 1500t/h, chiều dài vận chuyển đến 10000m. Để kéo những bộ phận công tác như vậy không thể chế tạo động cơ với tốc độ nhỏ và công suất lớn được. Để đáp ứng các yêu cầu về tốc độ và mômen trên trục công tác (trong khi động cơ thường chế tạo với tốc độ lớn và theo tiêu chuẩn ($n_{db} = 700; 1000; 1500$ và 3000 vg/ph hoặc thậm chí còn lớn hơn) cần thiết phải sử dụng truyền động công suất (xem sơ đồ hình 0.1). Như vậy truyền động công suất (TĐCS) có nhiệm vụ truyền hoặc biến đổi dạng chuyển động từ trục động cơ đến trục công tác đồng thời truyền lực (công suất hoặc mômen) và đây là bộ phận không thể thiếu trong các máy công tác. Với TĐCS có những thông số đặc trưng và các yêu cầu sau đây (giữa 2 trục truyền):

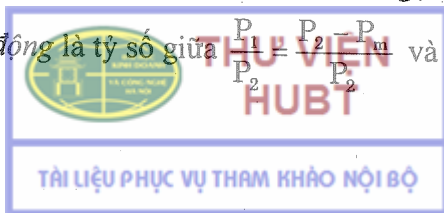


Hình 0.1. Sơ đồ dẫn động của máy công tác

a) Tỷ số truyền là tỷ số giữa n_1/n_2 và ký hiệu $u = n_1/n_2$ trong đó n_1 (vg/ph) là tốc độ quay của trục dẫn và n_2 (vg/ph) là tốc độ quay của trục bị dẫn.

Khi $n_2 < n_1$ tức là $u > 1$ gọi là giảm tốc và khi $u < 1$ gọi là tăng tốc.

b) Hiệu suất truyền động là tỷ số giữa $\frac{P_1}{P_2} = \frac{P_2 - P_m}{P_2}$ và ký hiệu là η .



Trong đó: P_1 (kW) là công suất trên trục dẫn và P_2 (kW) là công suất trên trục bị dẫn và P_m là công suất mất mát khi truyền công suất giữa 2 trục.

c) *Mối quan hệ giữa mômen với công suất và tốc độ*

Giữa công suất truyền, vận tốc và hiệu suất truyền động có mối quan hệ sau đây: $T_1 = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_1}{n_1}$, T được gọi là mômen xoắn (N.mm) và từ đó suy ra quan hệ về mômen giữa hai trục như sau: $T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta$

Như vậy khi giảm tốc thì mômen xoắn trên trục bị dẫn (trục ra) tăng lên nghĩa là lực kéo ở bộ phận công tác tăng lên.

2. YÊU CẦU CHUNG ĐỐI VỚI TĐCS

Với máy công tác thì cần phải nhỏ gọn, tiêu hao ít công suất; làm việc ổn định, tin cậy và giá thành rẻ. Vì vậy TĐCS phải làm việc ổn định, tin cậy chính xác với tỷ số truyền lớn và hiệu suất cao. Đồng thời TĐCS phải có khả năng tải lớn và có tính công nghệ cao (dễ chế tạo nhưng vẫn đảm bảo độ chính xác yêu cầu).

3. PHÂN LOẠI TRUYỀN ĐỘNG CÔNG SUẤT

Tùy theo nguyên lý làm việc và việc sử dụng mà TĐCS được phân ra hai loại chính:

– Loại đơn chỉ có 1 bộ truyền duy nhất trong hệ thống TĐCS. Trong đó có thể phân loại theo nguyên lý làm việc, gồm có:

Truyền động nhờ ma sát: truyền động bánh ma sát và truyền động đai

Truyền động nhờ ăn khớp: truyền động xích (loại ăn khớp gián tiếp), truyền động bánh răng (ăn khớp trực tiếp) và truyền động vít đai ốc. .

– Loại tổ hợp, kết hợp nhiều loại bộ truyền với nhau mà chủ yếu là các loại truyền động bánh răng, bao gồm:

Hộp giảm tốc (HGT): HGT là tổ hợp bao gồm các bánh răng bố trí theo sơ đồ và được đặt trong 1 hộp kín. Với HGT thì tốc độ đầu ra không đổi và nhỏ hơn tốc độ đầu vào, nhưng mômen T lại rất lớn. Với HGT thì có các thông số đặc trưng sau:

Trên trục vào HGT: P_v ; n_v hoặc T_v (Nmm)



Tỷ số truyền động: $u = n_v / n_r$

Tùy thuộc vào loại bộ truyền được bố trí trong HGT mà ta có các loại HGT khác nhau như HGT 1 cấp; HGT 2 cấp,...; HGT bánh răng trụ, HGT côn-trụ hoặc HGT bánh răng trục vít,...

Trong thực tế HGT được chế tạo sẵn vì vậy người sử dụng thường chọn theo điều kiện sử dụng (loại HGT, kích thước,...), nếu tỷ số truyền của HGT không phù hợp theo yêu cầu thì có thể sử dụng thêm bộ truyền ngoài (bộ truyền đai, bộ truyền xích hoặc bộ truyền bánh răng). Tuy vậy, tùy theo điều kiện sử dụng mà có thể thiết kế và chế tạo HGT theo yêu cầu. Việc thiết kế HGT có thể tham khảo trong các tài liệu [4].

Hộp tốc độ, hộp biến tốc: Khi bộ phận công tác yêu cầu tốc độ thay đổi (thay đổi có hoặc vô cấp) thì lúc này ta không sử dụng HGT được mà phải sử dụng loại hộp có khả năng thay đổi được tốc độ đầu ra. Tùy thuộc vào loại máy công tác mà ta có tên gọi khác nhau, ví dụ: *hộp tốc độ* trong máy cắt gọt kim loại vạn năng hoặc *hộp số* trong các loại xe ô tô, xe máy,... hoặc các loại *động cơ HGT*.

Chương 3

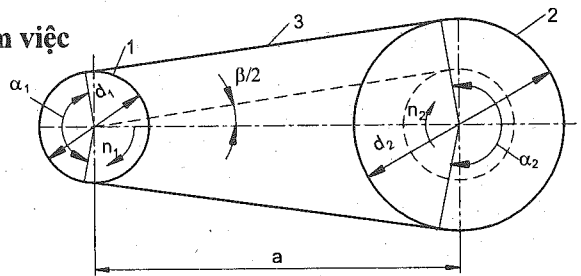
TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

3.1. KHÁI NIỆM CHUNG

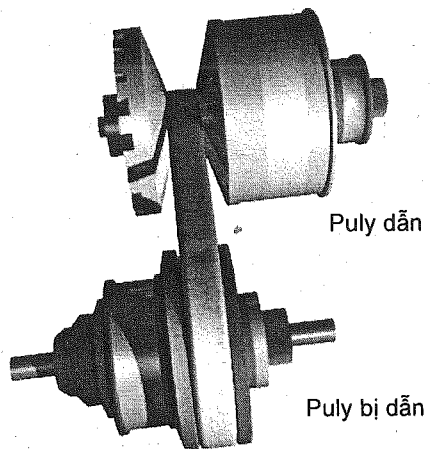
3.1.1. Cấu tạo bộ truyền đai

3.1.1.1. Cấu tạo, nguyên lý làm việc

Hình 3.1a là cấu tạo bộ truyền đai trong một máy công tác, trong đó bánh đai dẫn 1 có đường kính d_1 được lắp trên trục động cơ, còn bánh đai bị dẫn 2 (bánh đai lớn), đường kính d_2 được lắp trên trục công tác hoặc trục vào HGT (hộp giảm tốc), dây đai 3 được vòng qua hai bánh đai và ôm lấy bánh đai các góc tương ứng α_1 và α_2 (tùy thuộc vào cách mắc dây đai mà hai trục có thể song song quay cùng hoặc ngược chiều nhau hoặc hai trục có thể vuông góc với nhau). Truyền động đai có thể cho tỷ số truyền không đổi hoặc tỷ số truyền thay đổi (gọi là biến tốc đai, hình 3.1b).



Hình 3.1a. Bộ truyền đai thang thường



Hình 3.1b. Bộ biến tốc đai

Trong bộ truyền đai thì chuyển động và lực được truyền từ trục sơ cấp (bánh đai dẫn hoặc còn gọi bánh đai sơ cấp) sang trục thứ cấp (bánh đai bị dẫn hoặc bánh đai thứ cấp) là nhờ lực ma sát trên mặt tiếp xúc giữa dây đai và bánh đai và vì thế truyền động đai được gọi là *truyền động ma sát gián*

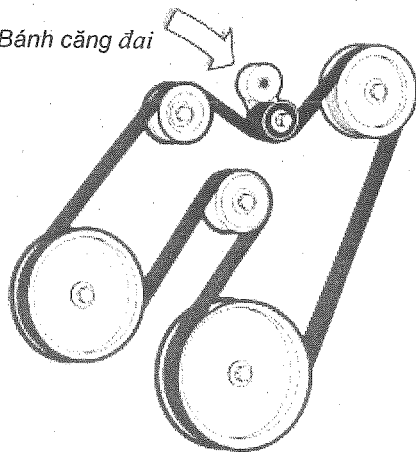
tiếp (cho phép truyền chuyển động từ 1 trục đến nhiều trục với khoảng cách trục tương đối lớn, giữa hai trục song song quay cùng chiều hoặc ngược chiều nhau, giữa hai trục chéo nhau thường bằng 90°) và vì vậy mà khi mắc dây đai vào bánh đai phải đảm bảo lực căng ban đầu cần thiết.

Như vậy truyền động đai thực hiện nhiệm vụ truyền chuyển động và truyền công suất một cách linh hoạt từ bánh đai sơ cấp sang bánh đai thứ cấp nhờ ma sát trên bề mặt tiếp xúc giữa dây đai và bánh đai.

3.1.1.2. Các phương pháp căng đai

Để tạo và giữ cho lực căng của dây đai không thay đổi trong quá trình làm việc (hoặc để đảm bảo công suất truyền của đai không bị thay đổi) thì cần phải có bộ phận căng đai. Về nguyên tắc có thể phân ra hai phương pháp như sau:

– Căng đai bằng con lăn căng đai (hình 3.2a).



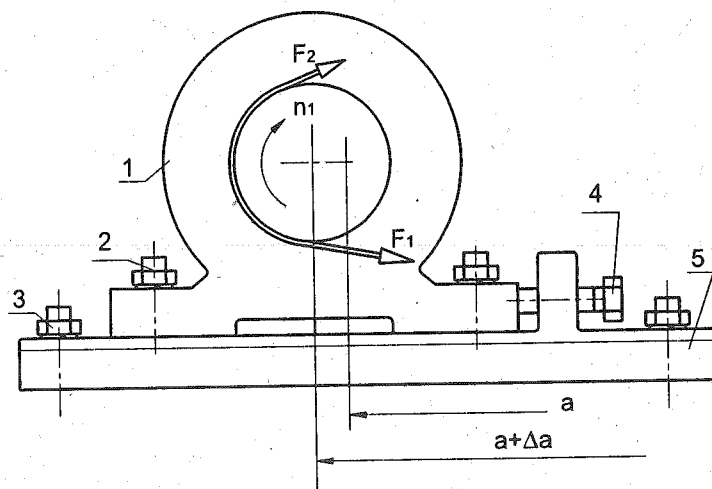
Hình 3.2a. Căng đai nhờ bánh căng

Trường hợp này sử dụng bánh căng đai tỳ vào một trong các nhánh của dây đai, thường bánh căng đai được tỳ vào nhánh chùng.

– Căng đai bằng cách thay đổi khoảng cách trục a (hình 3.2b). Khi dây đai bị giãn dài, muốn cho dây đai căng lại thì phải tăng khoảng cách trục a lên một lượng tương ứng Δa . Việc thay đổi khoảng cách trục a có thể thực hiện định kỳ (khi dây đai bị chùng thì tiến hành căng lại bằng vít căng) hoặc thiết kế cơ cấu sao cho khi dây đai giãn dài thì khoảng cách trục a tự động tăng lên lượng tương ứng Δa . Hình 3.2c là sơ đồ nguyên lý về việc thay đổi a bằng cách cho giá 4 xoay quanh tâm bản lề 5. Lực F để căng đai có thể thực hiện bằng lò xo kéo (nén) hoặc đối trọng.

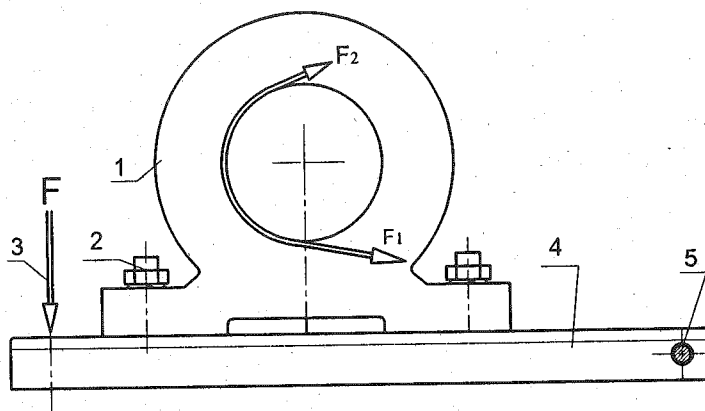
Ngoài ý nghĩa tạo lực căng không đổi trong quá trình làm việc, thì bộ phận căng đai còn có ý nghĩa để mắc dây đai vào bánh đai được dễ dàng (đặc biệt với đai hình thang). Vì vậy việc điều chỉnh khoảng cách trục phải được thực hiện theo cả chiều tăng và chiều giảm.





Hình 3.2b. Căng đai bằng cách thay đổi khoảng cách a nhờ vít 4.

1. Động cơ điện; 2. Bulông kẹp chặt động cơ; 3. Bulông cố định giá; 4. Vít điều chỉnh;
5. Giá cố định.



Hình 3.2c. Căng đai bằng cách thay đổi khoảng cách a nhờ giá quay 4

1. Động cơ điện; 2. Bulông kẹp chặt động cơ; 3. Cơ cấu tạo lực căng; 4. Giá quay;
5. Chốt cố định.

3.1.2. Phân loại đai (theo tiết diện dây đai)

Dây đai là bộ phận quan trọng nhất của bộ truyền đai. Đai chủ yếu được phân loại theo tiết diện dây đai bao gồm các loại sau.

3.1.2.1. Đai dẹt

Đai dẹt có tiết diện chữ nhật, có kích thước chiều rộng là b và δ là chiều dày. Vật liệu chế tạo đai chủ yếu là vải cao su hoặc sợi tổng hợp. Tùy thuộc

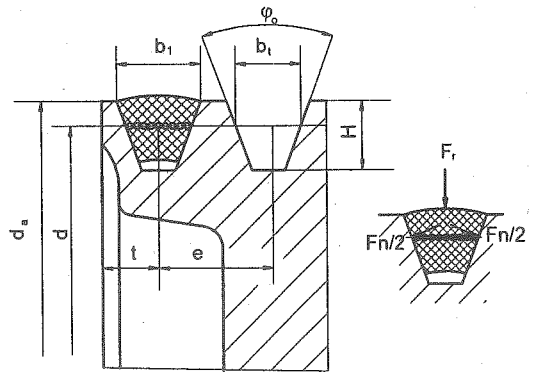
vào số lớp vải mà chiều dày dây đai có thể khác nhau. Kích thước b và δ được tiêu chuẩn hóa, xem bảng 3.1.

Bảng 3.1. Kích thước b và δ của đai vải cao su

Số lớp	Chiều rộng đai b (mm)	Ký hiệu đai							
		B – 800 và B – 820				BKHL–65 và BKHL–65–2			
		Chiều dày δ , mm và đường kính d_{1min}							
		Có lớp lót		Không có lớp lót		Có lớp lót		Không có lớp lót	
		δ	d_{1min}	δ	d_{1min}	δ	d_{1min}	δ	d_{1min}
3	20...112	4,5	180	3,75	140	3,0	140	3,0	125
4	20...250	6,0	224	5,00	200	4,6	180	4,0	160
5	20...250	7,5	315	6,25	350	6,0	224	5,0	200
6	20...250	9,0	355	7,50	315	7,2	280	6,0	224
Ghi chú: Chiều rộng tiêu chuẩn: 20; 25; (30); 32; 40; 50; (60); 63; (70); 71; (75); 80; (86); 90; 100; (115); (120); 125; 140; (150); (160); (175); 180; 200; 224; (225); 250; Kích thước ghi trong dấu ngoặc ít dùng.									

3.1.2.2. Đai thang (hình 3.3a)

Đai có tiết diện hình thang vì vậy bánh đai cũng có rãnh hình thang tương ứng. Đai được tiêu chuẩn cả diện tích tiết diện lẫn chiều dài dây đai. Bảng 3.2 cho biết kích thước cơ bản của tiết diện dây đai, chiều dài tiêu chuẩn và đường kính tối thiểu d_1 .



Hình 3.3a. Đai hình thang

Chú ý: Tùy thuộc vào tỷ số b/h mà đai thang còn được phân ra:

Đai thang hẹp khi: $b/h = 1,05 \dots 1,1$

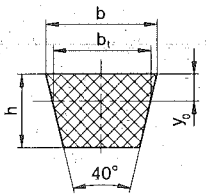
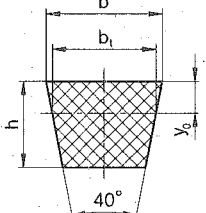
Đai thang thường khi: $b/h = 1,4$

Đai thang rộng khi: $b/h = 2,5 \dots 4,5$

Tùy thuộc vào yêu cầu khi thiết kế mà chọn loại tiết diện đai cho phù hợp.



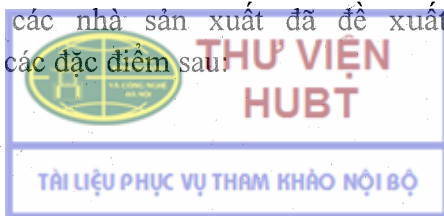
Bảng 3.2. Các kích thước cơ bản của đai thang thường và đai thang hẹp

Loại đai	Kí hiệu	Kích thước tiết diện, mm				Diện tích A (mm ²)	Chiều dài đai l (mm)	Đường kính bánh nhỏ d ₁ , mm	T ₁ , Nm
		b _t	b	h	h ₀				
Đai thang thường 	Z	8,5	10	6	2,1	47	400...2500	70...140	< 25
	A	11	13	8	2,8	81	560...4000	100...200	11...70
	B	14	17	10,5	4,0	138	800...6300	140...280	40...190
	C	19	22	13,5	4,8	230	1800...10600	200...400	110...550
	D	27	32	19,0	6,9	476	3150...15000	315...630	450...2000
	E	32	38	23,5	8,3	692	4500...18000	500...1000	1100...4500
Đai thang hẹp 	SPZ	8,5	9,7	8	2,0	56	630...3350	63...100	< 500
	SPA	11	12,7	10	2,8	95	800...4500	90...140	90...400
	SPB	14	16,3	13	3,5	158	1250...8000	140...224	300...2000
	SPC	19	22	18	4,8	325	2000...12500	224...555	400...3000
Chiều dài tiêu chuẩn của đai: 400, (425), 450, (475), 500, (530), 560, (600), 630, 710, (750), 800, (850), 900, (950), 1000, (1060), 1120, (1180), 1250, (1320), 1400, (1500), 1600, (1700), 1800, (1900), 2000, (2120), 2240, (2360), 2500, (2650), 2800, (3000), 3150, (3350), 3550, (3750), 4000, (5000), 5600, (6000), 6300, 7100, (7500), 8000, (8500), 9000, (9500), 10000, 11200, 12500, 14000, 16000 và 18000.									

Ở đai thang, do dây đai được chế tạo thành vòng khép kín nên đai làm việc ổn định, mặt khác do đai có tiết diện hình thang nên khả năng tải của đai thang sẽ lớn hơn so với đai dẹt (hệ số ma sát giữa đai và bánh đai lớn hơn $f' = \frac{f}{\sin \frac{\varphi_0}{2}}$, với φ_0 là góc chêm của rãnh bánh đai và khi φ_0 thay đổi từ 34...40° thì f' tăng 3,42 đến 2,92 lần).

3.1.2.3. Đai hình lược, còn gọi là đai chêm (hình 3.3b)

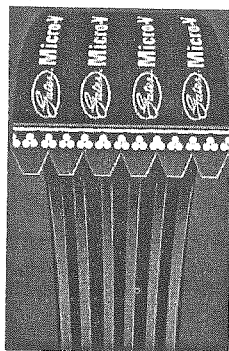
Với đai thang có z dây đai thì các dây đai độc lập nên khả năng tải giữa các dây đai là không đều nhau, mặt khác do chiều cao dây đai h tương đối lớn (ví dụ với đai thang hẹp) nên tuổi thọ của đai sẽ giảm xuống để khắc phục các nhược điểm trên các nhà sản xuất đã đề xuất loại đai chêm (bảng 3.3). Đai chêm có các đặc điểm sau:



– Các chêm (gân) phân bố dọc theo chiều rộng và liền khối. Đai dẻo hơn vì vậy khi thiết kế cho phép chọn đường kính $d_{1,2}$ nhỏ.

– Đai có khả năng bám tốt hơn nên khả năng tải lớn, làm việc ổn định và cho phép thiết kế bộ truyền với tỷ số truyền lớn.

– Đai được tiêu chuẩn với chiều dài $l = 400 \dots 6000 \text{ mm}$.

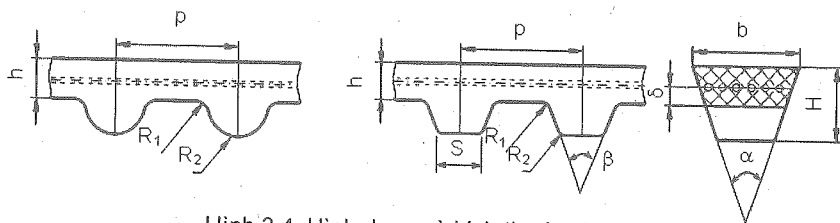


Hình 3.3b. Đai chêm

Bảng 3.3. Kích thước cơ bản của đai hình lược (ANSI/RMA IP-26 1977)

Loại tiết diện	h		t		Số chêm z
	inch	mm	inch	mm	
H	0,12	3,0	0,063	1,6	4; 6; 10; 16.
J	0,16	4,0	0,92	2,4	4; 6; 10; 16; 20
K	0,24	6,1	0,140	3,5	4; 6; 10; 16; 20
L	0,38	9,65	0,185	4,6	6; 8; 10; 12; 14; 18; 20
M	0,66	16,76	0,370	9,5	6; 8; 10; 12; 14; 18; 20

3.1.2.4. Đai răng (hình 3.4)



Hình 3.4. Hình dạng và kích thước đai răng

Trong đai răng có các răng phân bố dọc theo chiều dài ở mặt trong hoặc ở cả hai mặt của dây đai và khi làm việc thì các răng của dây đai ăn khớp với răng của bánh đai vì vậy tải trọng được truyền nhờ sự ăn khớp giữa các

răng do đó khả năng tải lớn, không trượt, hiệu suất cao hơn và lực căng ban đầu F_0 nhỏ hơn so với các loại đai khác. Răng của đai răng có dạng cung tròn hay hình thang (hình 3.4).

Ở đai răng có những ưu điểm sau:

- Kích thước bộ truyền nhỏ
- Không có hiện tượng trượt giữa đai và bánh đai
- Tỷ số truyền lớn, thường $u < 12$
- Hiệu suất truyền động cao $\eta = 0,92 \dots 0,98$
- Lực tác dụng lên trục nhỏ do lực căng đai ban đầu nhỏ.

Truyền động đai răng có thể dùng để truyền công suất có thể lên tới 200kW (thậm chí có thể còn lớn hơn) và vận tốc tối đa có thể đạt 80m/s, tỷ số truyền có thể đạt $u_{\max} = 30$. Thường dùng loại đai răng bằng cao su nhân tạo có cốt bằng sợi kim loại. Mặt ngoài của đai thường được phủ bằng lớp nilông vừa để nâng cao độ bền mòn và bảo vệ bề mặt. Thông số cơ bản của đai răng là môđun m và được tiêu chuẩn theo dãy sau:

Môđun được tiêu chuẩn hóa: $m = 1; 1,5; 2; 3; 4; 5; 7$ và 10 .

Tương ứng với: $p = 3,14 \dots 31,42$.

3.2. CƠ SỞ TÍNH TOÁN TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

3.2.1. Các thông số và kích thước chủ yếu trong truyền động đai

Đường kính bánh đai dẫn d_1 (tùy thuộc vào loại tiết diện dây đai mà xác định đường kính bánh đai dẫn hợp lý – xem phần thiết kế bánh đai và theo dãy tiêu chuẩn) và đường kính bánh đai bị dẫn $d_2 = u \cdot d_1$, thường d_2 được chọn theo giá trị tiêu chuẩn hoặc làm tròn tận cùng 0 hoặc 5.

Chiều dài dây đai l và khoảng cách trục a .

Thường chọn trước khoảng cách trục theo tỷ số truyền u hoặc theo công thức sau đây:

$$0,55(d_1 + d_2) < a < 2(d_1 + d_2)$$

Xác định chiều dài dây đai l theo a, d_1, d_2 . Từ hình 3.1, ta có thể xác định được chiều dài dây đai theo công thức sau:

$$l \geq 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \quad (3.1a)$$

Tùy thuộc vào loại dây đai mà:

Với đai dẹt, do phải nối đai nên cộng thêm một lượng Δl (tùy theo cách nối).

Với các loại đai khác (đai thang, đai nhiều chêm), chọn chiều dài dây đai theo tiêu chuẩn (xem chiều dài tiêu chuẩn của dây đai, bảng 3.2 với đai thang) và tính chính xác lại khoảng cách trục a theo l , d_1 và d_2 như sau:

$$a = \left(\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 8\Delta^2} \right) / 4 \quad (3.1b)$$

$$\text{Với } \lambda = 1 - \pi(d_1 + d_2)/2 \text{ và } \Delta = (d_2 - d_1)/2$$

Tuy nhiên, để dễ dàng mắc dây đai vào bánh đai và để phòng hiện tượng dây đai dẫn dài, cần thêm và bớt khoảng cách trục a một lượng Δa .

Góc ôm α_1 : khoảng cách trục xác định theo (3.1b) cần đảm bảo góc ôm tối thiểu $\alpha_{1\min}$ xác định như sau:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ d_1(u - 1)/a > \alpha_{1\min} \quad (3.1c)$$

($\alpha_{1\min} = 120^\circ$ với đai thang và $\alpha_{1\min} = 140^\circ$ với đai dẹt).

3.2.2. Vận tốc và tỷ số truyền

Vận tốc dây đai xác định theo công thức sau:

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} \text{ m/s} = v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 1000}$$

$$\text{Suy ra tỷ số truyền như sau: } u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad (3.2a)$$

Thực tế, khi bộ truyền mang tải do có hiện tượng trượt đàn hồi giữa dây đai và bánh đai nên mặc dù bánh dẫn quay với $n_1 = \text{const}$ nhưng bánh bị dẫn quay với n_2 thay đổi và tỷ số truyền thực xác định như sau:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)} \quad (3.2b)$$

Trong đó $\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = 1 - \frac{v_2}{v_1}$ gọi là hệ số trượt. Hệ số trượt phụ thuộc vào tải trọng tác dụng, loại đai (tiết diện dây đai và vật liệu đai), thường $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$. Vì ε rất nhỏ nên trong tính toán có thể bỏ qua và $d_2 \approx u \cdot d_1$.

Khuyến cáo: Đường kính bánh đai dẫn d_1 có ảnh hưởng đến khả năng tải và tuổi thọ (ứng suất uốn) của dây đai, vì vậy nên chọn d_1 sao cho vận tốc dây đai $< v_{\max}$ vì khi vận tốc lớn sẽ xảy ra hiện tượng dao động xoắn, tăng lực ly tâm làm giảm khả năng tải và tuổi thọ. Thường nên chọn d_1 sao cho vận tốc dây đai trong khoảng 20...25m/s là hợp lý nhất và $v < v_{\max} = 30\text{m/s}$.

3.2.3. Lực và ứng suất trên các nhánh dây đai

3.2.3.1. Lực tác dụng trên các nhánh dây đai (hình 3.5)

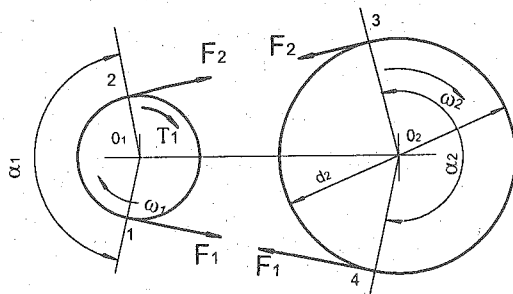
Để bộ truyền có thể truyền được tải trọng đã cho thì cần phải căng dây đai với lực F_0 (gọi là lực căng ban đầu. Lực này có ảnh hưởng lớn đến khả năng tải và tuổi thọ của dây đai vì vậy cần xác định giá trị hợp lý của F_0) và khi truyền tải trọng T_1 thì lực căng trên các nhánh đai sẽ thay đổi và dễ dàng nhận thấy:

Ở nhánh căng thì lực căng tăng lên F_1 và $F_1 = F_0 + 0,5F_t$

Còn ở nhánh chùng thì lực căng giảm xuống còn F_2 và $F_2 = F_0 - 0,5F_t$

Như vậy lực căng trên 2 nhánh đai thay đổi và phụ thuộc vào lực căng ban đầu F_0 , tải trọng ngoài $F_t = 2T_1/d_1$ (hình 3.5). Ngoài ra trên các nhánh dây đai còn chịu thêm lực căng do lực ly tâm F_v xác định như sau:

$$F_v = q_m v^2$$



Hình 3.5. Lực căng trên các nhánh dây đai

Để truyền được tải trọng và không cho phép trượt xảy ra thì lực căng trên các nhánh dây đai tuân theo công thức Ô le sau đây:

$$F_1 \leq F_2 e^{f \alpha_1} = F_2 \lambda$$

Do khi làm việc, ngoài các lực F_1 và F_2 , dây đai còn chịu thêm lực ly tâm, vì vậy công thức Ô le cho bộ truyền đai có dạng sau:

$$(F_1 - qv^2) \leq (F_2 - qv^2) \cdot e^{f \alpha}$$

Kết hợp với công thức tính F_1 và F_2 suy ra:

Lực căng cần thiết ban đầu F_0 để truyền lực F_t ứng với bộ truyền có f và α xác định như sau:

$$F_0 \geq \frac{F_t}{2} \left[\frac{e^{f \alpha} + 1}{e^{f \alpha} - 1} \right] + qv^2 \quad (3.3a)$$

Và tải lớn nhất mà bộ truyền có thể kéo được (khả năng tải của đai) ứng với lực căng ban đầu F_0 sẽ là:



THƯ VIỆN
HUBT

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

$$F_t \leq 2(F_o - qv^2) \left[\frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1} \right] \quad (3.3b)$$

Chú ý:

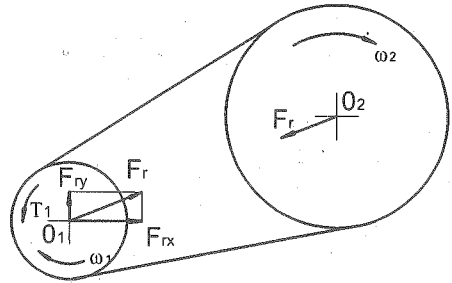
- Khi cùng vật liệu thì hệ số ma sát trong đai thang: $f = f/\sin(\varphi_0/2)$ do vậy khi: α_1 , f tăng thì λ tăng và khả năng tải của đai tăng lên.
- Cần kiểm tra lực căng đai bằng cách kiểm tra độ căng δ : $\delta = 0,016a$.
- Lực căng $F_{\min}$ và tải trọng $F_{\max}$ đặt lên bộ truyền đai tính theo (3.3a,b).

3.2.3.2. Lực tác dụng lên trục

Khi chịu tải thì trục mang bánh đai sẽ chịu tác dụng một mômen T và lực hướng tâm F_r có giá trị:

$$F_r \approx 2F_o \sin(\alpha_1/2) \quad (3.4)$$

Có phương theo đường nối tâm O_1O_2 (hình 3.6).



Hình 3.6. Lực tác dụng lên trục

3.2.3.3. Ứng suất trong đai

Khi chịu tải, trên các nhánh dây đai chịu tác dụng của các lực F_1 và F_2 . Các lực này sẽ gây nên các ứng suất tương ứng là σ_1 và σ_2 xác định như sau:

a) Ứng suất trên các nhánh dây đai do lực căng F_1 và F_2 gây ra :

$$\sigma_1 = \sigma_o + \frac{\sigma_t}{2} \text{ và } \sigma_2 = \sigma_o - \frac{\sigma_t}{2}$$

b) Ứng suất uốn do biến dạng uốn của đai khi vòng qua bánh đai

Trên cung ôm α_1 và α_2 , dây đai bị biến dạng uốn và phát sinh ứng suất uốn xác định theo công thức sau (giả thiết vật liệu dây đai tuân theo định luật Húc):

$$\sigma_u = \varepsilon.E = \delta.E/d$$

Suy ra trên cung ôm α_1 dây đai chịu thêm $\sigma_{u1} = \delta.E/d_1$ và trên cung ôm α_2 dây đai chịu thêm $\sigma_{u2} = \delta.E/d_2$

c) Ứng suất do lực ly tâm

Do lực ly tâm tác dụng lên mọi vị trí nên dây đai chịu thêm ứng suất do lực ly tâm gây ra xác định theo công thức sau:



**THƯ VIỆN
HUBT**

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

$\sigma_v = \frac{F_v}{A} = \rho v^2 10^{-6}$, (trong đó ρ là khối lượng riêng của vật liệu đai (kg/m³), v là vận tốc nhánh đai, m/s).

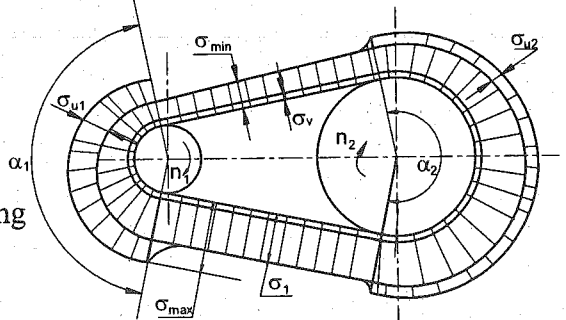
Hình 3.7 cho ta thấy về sự thay đổi ứng suất theo chiều dài dây đai. Như vậy ứng suất lớn nhất trong dây đai tại điểm bắt đầu vào cung ôm α_1 :

$$\sigma_{\max} = \sigma_o + \frac{\sigma_t}{2} + \sigma_{u1} + \sigma_v$$

$$\sigma_{\max} = \frac{\sigma_t \cdot e^{f\alpha}}{(e^{f\alpha} - 1)} + \sigma_{u1} + \sigma_v$$

Và $\sigma_{\min}$ nằm trên nhánh chùng của dây đai:

$$\sigma_{\min} = \sigma_o - \frac{\sigma_t}{2} + \sigma_v$$



Hình 3.7. Biểu đồ về sự thay đổi ứng suất trong các nhánh đai nhánh đai

Ý kiến chuyên gia:

– Khi chịu tải, dây đai chịu ứng suất thay đổi chu kỳ với $\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{u1} + \sigma_v$ và $\sigma_{\min} = \sigma_2 + \sigma_v$ và đây là nguyên nhân chính gây nên hiện tượng hỏng về mỏi của dây đai đặc biệt khi đai quay với vận tốc lớn. Ứng suất trong đai phụ thuộc không chỉ vào tải trọng tác dụng F_1 mà còn phụ thuộc vào chiều dày dây đai δ và đường kính bánh đai d_1 . Vì vậy khi thiết kế cần lưu ý đến việc chọn các thông số như đường kính bánh đai, chiều dày (chiều cao) và chiều dài hay khoảng cách trục hợp lý.

– Khi bộ truyền đai quay với $v < 10$ m/s thì có thể bỏ qua F_v và σ_v trong các công thức tính lực và ứng suất trong các nhánh đai.

– Ứng suất căng ban đầu σ_o . Ứng suất căng ban đầu tăng lên thì khả năng tải của bộ truyền cũng tăng lên, tuy nhiên khi tăng lực căng ban đầu thì cũng làm cho dây đai chóng dẫn dài hơn vì vậy lực căng ban đầu được chọn theo (3.3a), thường với đai thang lấy $\sigma_o \leq 1,5\text{MPa}$ còn đai dẹt $\sigma_o \leq 1,8\text{MPa}$.

3.3. ĐƯỜNG CONG TRƯỢT VÀ ĐƯỜNG CONG HIỆU SUẤT

3.3.1. Hiện tượng trượt trong bộ truyền đai

Khi bộ truyền đai làm việc, do lực căng trên các nhánh đai thay đổi và do vật liệu dây đai có tính đàn hồi cao nên xuất hiện hai dạng trượt có ảnh hưởng đến khả năng tải và tính chất làm việc của bộ truyền đai, đó là trượt đàn hồi và trượt trơn.



THƯ VIỆN
HUBT

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

a) *Trượt dần hồi* là hiện tượng trượt do biến dạng đàn hồi của dây đai gây ra khi chịu tải. Thực vậy khi bộ truyền chịu lực kéo F_t và khi nhánh dẫn vào tiếp xúc với bánh đai dẫn ở điểm 1 (hình 3.5) với lực căng tương ứng là F_1 . Khi dây đai di chuyển từ điểm 1 về điểm 2 trên cung ôm α_1 thì lực căng giảm xuống còn F_2 . Do $F_1 > F_2$ nên dây đai có xu hướng co lại gây nên hiện tượng trượt giữa dây đai và bánh đai dẫn đến dây đai chuyển động chậm hơn so với bánh đai. Điều tương tự cũng xảy ra khi đai di chuyển trên cung ôm α_2 , ở đây dây đai có hiện tượng bị giãn dài khi di chuyển từ điểm 3 về điểm 4 (xem hình 3.5). Sự trượt càng tăng khi tải trọng ngoài tăng do chênh lệch lực căng trên hai nhánh đai tăng lên. Tuy nhiên, hiện tượng trượt dần hồi chỉ xảy ra trên cung nhất định, cung α_2 trên bánh đai dẫn và cung α_1 trên bánh đai bị dẫn (tùy thuộc vào F_t), được gọi là *cung trượt* và cung còn lại gọi là *cung tĩnh*.

Kết quả của hiện tượng trượt là làm cho tỷ số truyền đai thay đổi và nếu kể đến sự trượt thì tỷ số truyền đai được xác định theo công thức (3.2b), đồng thời hiệu suất truyền động của đai giảm và gây nên hiện tượng mòn dây đai.

b) *Trượt trơn*. Nếu tiếp tục tăng F_t thì cung trượt chiếm toàn bộ cung ôm và $F_{ms} < F_t$ thì xảy ra hiện tượng trượt trơn. Nếu hiện tượng quá tải từng phần thì xảy ra trượt trơn từng phần còn nếu quá tải xảy ra lâu dài thì xảy ra trượt trơn hoàn toàn. Khi xảy ra trượt trơn hoàn toàn thì bánh bị dẫn dừng lại còn bánh dẫn vẫn quay, dây đai có thể dừng lại hay chuyển động trượt trên bánh đai dẫn. Như vậy:

- Sự trượt của đai phụ thuộc vào F_t , loại đai (vật liệu và tiết diện).
- Trượt làm giảm khả năng tải và hiệu suất đồng thời làm tỷ số truyền của đai thay đổi.

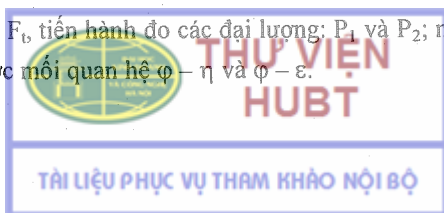
3.3.2. Đường cong trượt và hiệu suất

Để thấy rõ hơn về hệ quả của hiện tượng trượt khi đai chịu tải, ta tiến hành làm thí nghiệm để thiết lập mối quan hệ giữa tải trọng ngoài F_t , lực căng ban đầu F_0 (đặc trưng bởi hệ số kéo $\varphi = F_t / 2F_0$) với hiệu suất η và hệ số trượt ε cho từng loại vật liệu và tiết diện dây đai.

Hiệu suất $\eta = P_2 / P_1 = (P_1 - P_m) / P_1$ với $P_m = P_{mol} + P_{mtrượt}$

Hệ số trượt $\varepsilon = (v_1 - v_2) / v_1$

Tiến hành TN: Đặt tải F_t , tiến hành đo các đại lượng: P_1 và P_2 ; n_1 và n_2 và dựa vào các công thức trên thiết lập được mối quan hệ $\varphi - \eta$ và $\varphi - \varepsilon$.

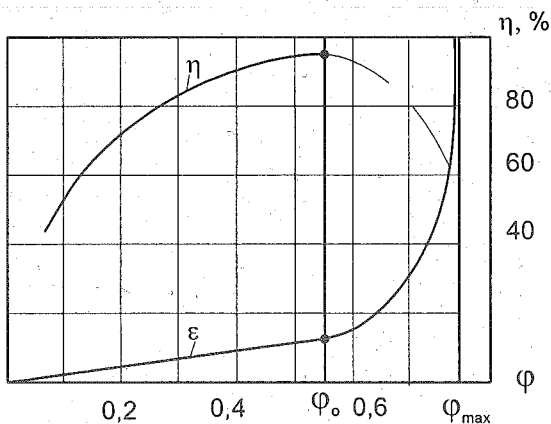


Kết quả thí nghiệm cho thấy khi tăng tải trọng (φ tăng) thì hệ số trượt tăng lên và trong khoảng $0 \leq \varphi \leq \varphi_0$ thì hệ số trượt tăng theo bậc nhất, đồng thời hiệu suất bộ truyền tăng nhanh do trong giai đoạn này mất mát chủ yếu để khắc phục biến dạng đàn hồi của dây đai còn mất mát trong ổ trục là không đổi. Tiếp tục tăng F_t và khi $\varphi > \varphi_0$ thì hệ số trượt tăng rất nhanh, đồng thời hiệu suất cũng giảm rất nhanh do mất mát tăng nhanh và khi $\varphi = \varphi_{\max}$ thì xảy ra trượt trơn hoàn toàn, khi đó $\eta = 0$.

Như vậy thông qua đồ thị ε % đường cong trượt và đường cong hiệu suất (hình 3.8), cho phép:

- Xác định được hệ số kéo φ_0 ứng với vật liệu đai và tiết diện dây đai. Với đai vải cao su thì $\varphi_0 = 0,55 \dots 0,7$. (giá trị tham khảo để làm bài tập thiết kế đai).

- Xác định được miền làm việc thích hợp của đai làm cơ sở để tính đai theo khả năng kéo: $\varphi \leq \varphi_0$.



Hình 3.8. Quan hệ giữa hiệu suất và hệ số trượt với hệ số kéo trong bộ truyền đai.
Điều kiện thí nghiệm: $u = 1$; bộ truyền nằm ngang, $v = 10\text{m/s}$, tải trọng ổn định và bộ truyền tự căng.

3.4. TÍNH BỘ TRUYỀN ĐAI

3.4.1. Chỉ tiêu và phương pháp tính bộ truyền đai

a) Chỉ tiêu tính

Như đã phân tích ở trên, khi bộ truyền đai làm việc thì ứng suất trong đai thay đổi từ $\sigma_{\min}$ đến $\sigma_{\max}$, đồng thời do có hiện tượng trượt làm ảnh hưởng đến khả năng truyền tải và tuổi thọ của đai, vì vậy đai được thiết kế theo hai chỉ tiêu sau đây:

- *Tính đai theo khả năng kéo.* Đai được thiết kế sao cho khi chịu tải thì trượt trơn không xảy ra, đây là chỉ tiêu quan trọng nhất. Trong thực tế, tính toán đai dựa vào số liệu thí nghiệm khi xây dựng đường cong trượt và đường cong hiệu suất kết hợp điều kiện làm việc thực tế của bộ truyền thiết kế.

Tính toán như vậy gọi là *tính đai theo khả năng kéo*. Đê đai không xảy ra trượt trơn và đạt $\eta_{\max}$ thì $\varphi \approx \varphi_0$, suy ra:

$$\sigma_t \approx [\sigma_t] = [\sigma_{t0}] \cdot C = 2\varphi_0 \sigma_0 \cdot C \quad (a)$$

Trong đó:

σ_t và $[\sigma_t]$ là ứng suất kéo và ứng suất kéo hữu ích cho phép của bộ truyền thiết kế.

$[\sigma_{t0}] = 2\varphi_0 \sigma_0$ là ứng suất kéo hữu ích cho phép xác định trong điều kiện thí nghiệm.

C là hằng số xét đến ảnh hưởng của điều kiện làm việc thực tế khác điều kiện thí nghiệm khi xác định $[\sigma_{t0}]$.

– *Tính theo tuổi thọ*. Do khi chịu tải, ứng suất trong đai thay đổi cho nên đai có thể bị hỏng do mỏi. Tuổi thọ của đai phụ thuộc không chỉ vào giá trị của ứng suất mà còn phụ thuộc vào đặc tính và tần số thay đổi ứng suất biểu thị bằng số vòng chạy của dây đai trong một giây: $i = v/l$.

Trong đó: v là vận tốc vòng (m/s) và l là chiều dài dây đai (m).

Giá trị i càng lớn thì tuổi thọ của đai càng thấp. Giá trị $[i]$ có thể chọn tùy thuộc vào loại đai, yêu cầu về tuổi thọ,... Với đai thang $[i] \leq 5s^{-1}$; đai dẹt $[i] \leq 10s^{-1}$. Với bộ truyền quay nhanh thì có thể chọn $[i] \leq (10...20)s^{-1}$.

3.4.2. Phương pháp tính truyền động đai

Đai được tính theo khả năng kéo là chính, đồng thời để đảm bảo tuổi thọ của đai (đối với bộ truyền làm việc với tốc độ lớn $v > 10\text{m/s}$) cần lựa chọn các thông số hợp lý khi thiết kế đai (chiều dày hoặc chiều cao dây đai, khoảng cách trục hay chiều dài dây đai, đường kính bánh đai dẫn). Ta có công thức tính đai theo khả năng kéo như sau:

$$\sigma_t = \frac{K_d F_t}{A} \approx [\sigma_t] \quad (3.5)$$

Trong đó: K_d là hệ số tải trọng động xét đến khả năng tăng tải trọng tác dụng do rung động, va đập, thay đổi tốc độ hay các điều kiện đặc biệt khác. Cần khảo sát cẩn thận các yếu tố cụ thể để xác định K_d . Cần lưu ý rằng

nguồn công suất dẫn động và cơ cấu chấp hành là hai yếu tố chủ yếu. Tùy thuộc vào trường hợp nguồn công suất dẫn động và cơ cấu chấp hành để quyết định xem bộ truyền đang làm việc ở chế độ nào. Bảng 3.4 cho phép xác định hệ số tải trọng động K_d .

Với nguồn dẫn động:

- Chế độ ổn định: động cơ điện hoặc động cơ tuabin khí với tốc độ không đổi.
- Chế độ va đập nhẹ: tuabin thủy lực, bộ dẫn động thay đổi tốc độ.
- Chế độ va đập trung bình: động cơ nhiều xilanh.

Với cơ cấu chấp hành, chia ra như sau:

- Chế độ ổn định: máy phát vận hành liên tục.
- Chế độ va đập nhẹ: quạt và bơm ly tâm tốc độ thấp; máy khuấy chất lỏng; máy phát vận hành không liên tục; băng chuyền chịu tải ổn định hoặc bơm thể tích quay chậm.
- Chế độ va đập trung bình: bơm ly tâm tốc độ cao; bơm pitông và máy nén; băng chuyền hạng nặng; cơ cấu dẫn động máy công cụ; máy trộn bê tông; máy dệt; máy nghiền thịt, máy cưa.
- Chế độ va đập mạnh: máy nghiền đá; cơ cấu dẫn động của máy đột; máy nghiền; máy phay; trống quay; máy bào gỗ; sàng rung và cơ cấu lật xe.

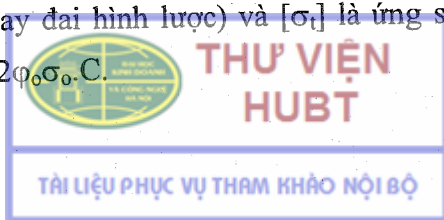
Phối hợp hai chỉ tiêu trên để đề xuất chế độ làm việc của các chi tiết truyền động và xác định hệ số tải trọng động K_d .

Bảng 3.4. Chế độ làm việc và hệ số tải trọng động đề xuất K_d

Nguồn truyền động	Cơ cấu chấp hành			
	CĐ ổn định	CĐ va đập nhẹ	CĐ va đập trung bình	CĐ va đập nặng
Ổn định	1,0	1,25	1,5	1,75
Va đập nhẹ	1,2	1,4	1,7	2,25
Va đập trung bình	1,3	1,7	2,0	2,75

$F_t = \frac{1000P_1}{v}$ là lực kéo, P_1 (kW) là công suất truyền và v (m/s) là vận tốc

dây đai. A là diện tích tiết diện của bộ truyền xác định tùy thuộc vào loại đai (đai dệt, đai thang hay đai hình lược) và $[\sigma]$ là ứng suất kéo hữu ích cho phép $[\sigma] = [\sigma_{10}] \cdot C = 2\varphi_0 \sigma_0 \cdot C$.



3.4.2.1. Tính đai dẹt

Từ (3.5), thay $F_t = \frac{1000P_1}{v}$, $A = b.\delta$ và chọn trước $\frac{\delta}{d_1} = \left(\frac{1}{30} \dots \frac{1}{40}\right)$ suy

ra công thức tính chiều rộng của đai như sau:

$$b \approx \frac{1000.K_d.P_1}{\delta.v.[\sigma_t]} \quad (3.6)$$

Giá trị của δ được chọn theo đường kính d_1 và lấy theo tiêu chuẩn, chiều rộng đai b tính theo 3.6 phải được chọn theo tiêu chuẩn (bảng 3.1).

Trong đó:

$[\sigma_t] = [\sigma_o].C$ là ứng suất kéo hữu ích cho phép của bộ truyền thiết kế.

$[\sigma_o]$ là ứng suất kéo hữu ích cho phép xác định trong điều kiện thí nghiệm. Bảng 3.5 là giá trị $[\sigma_o]$ của một số loại đai dẹt ứng với $\sigma_o = 1,8\text{MPa}$.

Bảng 3.5. Ứng suất cho phép $[\sigma_o]$ của một số đai dẹt, xác định bằng thí nghiệm

Loại đai	d_1/δ									
	20	25	30	35	40	45	50	60	75	100
Vải cao su	–	2,10	2,17	2,21	2,25	2,28	2,30	2,33	2,37	2,40
Đai da	1,40	1,70	1,90	2,04	2,15	2,23	2,30	2,40	2,50	2,60
Đai sợi bông	1,35	1,50	1,60	1,67	1,72	1,80	1,85	1,70	1,90	1,95
Đai len	1,05	1,20	1,30	1,37	1,42	1,47	1,50	1,55	1,60	1,65

Nếu $\sigma_o = 2\text{MPa}$ thì giá trị $[\sigma_o]$ tăng thêm 10%, ngược lại nếu chọn $\sigma_o = 1,6\text{MPa}$ thì giá trị $[\sigma_o]$ giảm đi khoảng 10%. Nếu bánh đai làm bằng chất dẻo hoặc gỗ thì $[\sigma_o]$ tăng thêm 20%.
Nếu bộ truyền làm việc trong môi trường ẩm, nhiều bụi thì $[\sigma_o]$ giảm đi 10%... 30%.

$C = C_\alpha C_v C_b$ là hệ số xét đến ảnh hưởng của điều kiện làm việc thực tế của bộ truyền thiết kế khác với điều kiện thí nghiệm.

C_α là hệ số xét đến ảnh hưởng của góc ôm đến khả năng tải.

$$C_\alpha = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha_1) \text{ hoặc tra bảng 3.6.}$$

Bảng 3.6. Ảnh hưởng của góc ôm đến khả năng tải

α_1	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
C_α	0,79	0,82	0,88	0,91	0,95	0,97	1

C_v là hệ số xét đến ảnh hưởng của vận tốc đến khả năng tải.

$C_v = 1,04 - 0,0004v^2$, có thể chọn C_v theo bảng 3.7 dưới đây:

Bảng 3.7. Ảnh hưởng của vận tốc đến khả năng tải của đai dẹt

v(m/s)	5	10	20	25	30	< 35
C_v	1,08	1,0	0,95	0,88	0,79	0,76

C_b là hệ số xét đến ảnh hưởng của vị trí bộ truyền và phương pháp căng đai.

$\beta \leq 600$ thì $C_b = 1$

$\beta > 600$ thì $C_b = 0,8 \dots 0,9$.

3.4.2.2. Tính đai thang theo khả năng kéo

Tương tự, từ (3.5), thay $F_t = \frac{1000P_1}{v}$, $A = z.A_1$ suy ra công thức tính số dây đai như sau:

$$z \approx \frac{K_d P_1}{A_1 \cdot [\sigma_{to}] \cdot C} \quad (3.7a)$$

Hoặc:

$$z \approx \frac{K_d \cdot P_1}{[P_o] \cdot C} \quad (3.7b)$$

Trong đó:

K_d là hệ số tải trọng động, tra theo bảng 3.4.

P_1 là công suất truyền, kW.

$C = C_\alpha C_l C_u C_z$ là hệ số xét đến ảnh hưởng của điều kiện làm việc thực tế của bộ truyền thiết kế khác với điều kiện thí nghiệm.

C_α là hệ số xét đến ảnh hưởng của góc ôm α_1 đến khả năng kéo của đai.

$C_\alpha = 1 - 0,0025(180^\circ - \alpha_1)$ hoặc tra bảng 3.8.

C_l là hệ số xét đến ảnh hưởng của chiều dài đai, phụ thuộc l/l_o (l là chiều dài bộ truyền đang xét và l_o là chiều dài bộ truyền thí nghiệm, xem bảng 3.12), tra bảng 3.9.

C_u là hệ số xét đến ảnh hưởng của tỷ số truyền, bảng 3.10.

C_z là hệ số xét đến ảnh hưởng của sự phân bố không đều tải trọng trên các dây đai, tra bảng 3.11. Có thể sử dụng $P_1/[P] = z'$ để tra trị số C_z .

$[P_o]$ là công suất truyền cho phép của bộ truyền đai thang 1 dây đai, có tiết diện A_1 được xác định trong điều kiện thí nghiệm. Giá trị $[P_o]$ của một số loại tiết diện đai có thể tham khảo ở bảng 3.12.

Bảng 3.8. Ảnh hưởng của góc ôm đến khả năng tải

α_1	120°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
C_α	0,82	0,82	0,86	0,89	0,92	0,95	0,98	1

Bảng 3.9. Ảnh hưởng của chiều dài dây đai đến khả năng tải

l/l	0,	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	2,0	2,2	2,4	2,5
C_l	0,	0,8	0,8	0,9	0,9	1,0	1,0	1,0	1,0	1,1	1,1	1,1	1,1

Bảng 3.10. Ảnh hưởng của tỷ số truyền đến khả năng tải

u	1	1,2	1,6	1,8	2,2	2,4	>3
C_u	1	1,07	1,11	1,12	1,13	1,135	1,14

Bảng 3.11. Ảnh hưởng của số dây đai đến khả năng tải

z	1	2 và 3	4 và 5	6
C_z	1	0,95	0,9	0,85

Bảng 3.12. Công suất cho phép $[P_0]$ của đai thang thường và đai thang hẹp

Loại đai và chiều dài thí nghiệm	Đường kính bánh đai dẫn d_1 , mm	Vận tốc đai, m/s						
		5	10	15	20	25	30	35
Z $l_0=1320$	63	0,49	0,83	1,04	1,14	—	—	—
	90	0,64	1,17	1,54	1,80	1,88	—	—
	120	0,75	1,33	1,78	2,12	2,30	—	—
A $l_0=1700$	112	1,08	1,85	2,4	2,73	2,85	—	—
	125	1,17	2,0	2,75	3,08	3,26	—	—
	140	1,25	2,20	2,92	3,44	3,76	—	—
	160	1,32	2,34	3,14	3,78	4,00	—	—
	180	1,38	2,47	3,37	4,06	4,46	—	—
B $l_0=2240$	125	1,38	2,25	2,61	—	—	—	—
	180	2,13	3,38	4,61	5,34	5,93	—	—
	224	2,30	4,0	5,53	5,46	7,08	—	—
	280	2,51	4,47	5,57	7,38	8,22	—	—

Loại đai và chiều dài thí nghiệm	Đường kính bánh đai dẫn d_1 , mm	Vận tốc đai, m/s						
		5	10	15	20	25	30	35
C $l_0=3750$	200	2,73	4,55	5,75	6,28	—	—	—
	250	3,54	6,02	8,0	9,23	9,69	—	—
	280	3,77	6,59	8,82	10,27	11,0	—	—
	315	3,88	7,39	9,71	11,33	12,27	—	—
	355	4,29	7,57	11,53	12,42	13,27	—	—
	450	4,74	8,54		14,15	15,62	—	—
D $l_0=6000$	355	6,67	11,17	14,91	16,50	17,51	—	—
	500	9,75	15,57	20,23	24,90	26,47	—	—
	630	10,76	17,46	23,60	27,89	32,19	—	—
	800	11,14	19,16	26,50	31,11	34,23	—	—
SPZ $l_0=1600$	63	0,93	1,46	1,77	1,85	—	—	—
	71	1,15	1,85	2,46	2,72	2,69	—	—
	90	1,46	2,74	3,74	4,23	4,52	4,54	—
	112	1,73	3,15	4,26	5,23	5,85	6,15	6,0
	140	1,88	3,54	,93	6,14	7,0	7,54	7,74
	180	2,23	4,0	5,74	6,87	7,28	8,74	8,96
SPA $l_0=2500$	180	3,05	5,33	7,53	9,15	10,26	11,03	11
	220	3,14	5,77	9,77	9,77	11,15	11,92	12,07
	224	3,26	6,02	10,30	8,46	11,85	12,73	13,5
	250	4,72	6,61	10,85	8,77	12,55	13,74	14,0

Khuyến cáo: Số dây đai z tính theo 3.7b được lấy nguyên. Để các dây đai có thể chịu tải như nhau thì nên hạn chế $z \leq 6$. Nếu $z > 6$ thì có thể hoặc tăng đường kính bánh đai nhỏ (khi kích thước bộ truyền không bị hạn chế) hoặc sử dụng loại đai có tiết diện lớn hơn. Tuy nhiên, trong một số trường hợp có thể cho phép z vượt quá 6.

3.4.2.3. Tính đai nhiều chêm theo khả năng kéo

Trương tự đai thang, từ công thức 3.7b, với đai nhiều chêm ta có công thức tính số chêm như sau:

$$z \approx \frac{10 \cdot K_d \cdot P_1}{[P_o] \cdot C} \quad (3.8)$$

Trong đó:

K_d là hệ số tải trọng động, bảng 3.4.

P_1 là công suất truyền và $[P_o]$ là công suất truyền cho phép ứng với $z=10$ chêm xác định bằng thí nghiệm, bảng 3.3.

Bảng 3.13. Công suất cho phép $[P_0]$ của đai nhiều chêm

Loại tiết diện	Đường kính d_1 , mm	Vận tốc đai, m/s						
		5	10	15	20	25	30	35
K $l_0 = 710$	50	1,65	2,90	4,00	4,80	5,30	—	—
	56	1,80	3,10	4,30	5,20	5,90	6,20	—
	63	1,90	3,40	4,60	5,70	6,40	6,80	—
	71	2,00	3,60	4,90	6,00	6,90	7,40	7,60
	80	2,05	3,70	5,20	6,40	7,30	7,90	8,20
	90	2,15	3,90	5,40	6,70	7,70	8,40	—
	100	2,20	4,00	5,60	6,90	8,00	8,70	—
	112	2,25	4,10	5,80	7,20	8,20	9,10	—
	125	2,30	4,20	6,00	7,50	8,70	9,50	—
	140	2,35	4,30	6,20	7,60	8,80	9,60	—
L $l_0 = 1600$	80	3,90	6,40	7,90	8,30	—	—	—
	90	4,50	7,60	9,70	10,8	—	—	—
	100	5,00	8,60	11,2	12,7	13,0	—	—
	112	5,50	9,60	12,7	14,7	15,3	—	—
	125	5,90	10,40	13,9	16,3	17,4	17	—
	140	6,3	11	15	17,8	19,2	19	17,2
	160	6,70	12	16,2	19,4	21,2	21,5	20
	180	7,00	12,6	17	20,6	22,8	23,4	23,6
	200	7,20	13	19,9	21,6	24	24,8	—
	224	7,50	15	18,6	22,6	25,2	26,2	—
	250	7,70	14	19,7	23,4	26,2	27,5	—
M $l_0 = 2240$	180	14	24	30,2	32,8	33,8	34,2	—
	200	16,3	27,7	35,8	40,3	43,4	45,4	—
	224	18	31,3	41,2	47,5	49,5	50,3	—
	250	19,7	34,7	45,9	53,8	57	58	—
	280	21	37,4	50,3	59,8	65	68	—
	315	22,5	40	54,3	65	71	72	—
	355	23,7	42,4	58	70	75	80	—
	400	24,8	44,6	61	74	83	86	—

$C = C_\alpha C_l C_u$ là hệ số xét đến ảnh hưởng của điều kiện làm việc thực tế của bộ truyền thiết kế khác với điều kiện thí nghiệm.

C_α là hệ số xét đến ảnh hưởng của góc ôm α_1 đến khả năng kéo của đai
 $C_\alpha = 1 - 0,0025(180^\circ - \alpha_1)$ hoặc tra bảng 3.8.

C_l là hệ số xét đến ảnh hưởng của chiều dài đai, phụ thuộc l/l_0 (l là chiều dài bộ truyền đang xét và l_0 là chiều dài bộ truyền thí nghiệm, xem bảng 3.14), tra bảng 3.14.

Bảng 3.14. Ảnh hưởng của chiều dài dây đai đến khả năng tải

l/l_0	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	2,0	2,4
C_l	0,8	0,85	0,89	0,91	0,96	1	1,03	1,06	1,08	1,12	1,15

C_u là hệ số xét đến ảnh hưởng của tỷ số truyền, bảng 3.10.

Số chêm xác định theo công thức 3.8 cần được chọn theo tiêu chuẩn (bảng 3.3).

3.4.2.4. Tính đai răng

Ở đai răng, đai làm việc nhờ sự ăn khớp các răng của dây đai với răng của bánh đai nên dạng hỏng chủ yếu là cắt vì vậy đai răng được tính theo độ bền cắt.

– Môđun được xác định theo công thức sau:

$$m \geq 35.3 \sqrt{\frac{P_1}{n_1}} \quad (3.9)$$

Trong đó: P_1 , n_1 là công suất truyền và tốc độ quay của bánh đai chủ động.

Trị số m tính theo (3.9) được chọn theo giá trị tiêu chuẩn.

Đai cần được kiểm nghiệm theo điều kiện bền sau:

$$p_t = \frac{K_d \cdot F_t}{b} + \frac{q \cdot v^2}{10} \leq [p_t] = [p_o] C \quad (3.10)$$

Bảng 3.15 cho biết số răng và chiều dài đai răng cần được chọn theo tiêu chuẩn và bảng 3.16 là các thông số cơ bản liên quan khi thiết kế đai răng.

Ghi chú: Các số liệu cho trong các bảng về các loại đai chỉ có tính chất tham khảo để giải các bài tập hoặc thiết kế môn học chi tiết máy. Nếu bạn muốn thiết kế bộ truyền đai, đặc biệt là đai răng và đai nhiều chêm cần tham khảo số liệu của các hãng sản xuất.

Trong đó:

F_t là lực vòng, N.

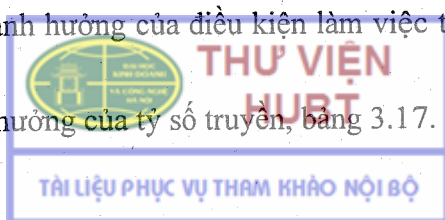
b là chiều rộng của đai, mm.

q là khối lượng 1 mét dây đai có chiều rộng $b = 10\text{mm}$, phụ thuộc vào môđun m (bảng 3.16).

$[p_o]$ là tải trọng riêng cho phép, bảng 3.16.

$C = C_u \cdot C_z$ là hệ số ảnh hưởng của điều kiện làm việc thực tế khác điều kiện thí nghiệm.

Với C_u là hệ số ảnh hưởng của tỷ số truyền, bảng 3.17.



C_z là hệ số ảnh hưởng của số răng đồng thời ăn khớp, bảng 3.18.

Bảng 3.15. Số răng và chiều dài của đai răng

Số răng Z_d	Môđun m , mm					
	2	3	4	5	7	10
32	201	—	—	—	—	—
36	226,1	339,1	—	—	—	—
40	251,2	376,8	502,4	—	—	—
45	282,6	423,9	565,2	706,5	—	—
50	314	471	628	875	989,1	—
55	351,7	527,5	703,4	879,2	1099	1570
63	395,6	539,5	791,3	989,1	1230,9	1758,4
71	445,9	668,8	891,8	1114,7	1384,7	1978,2
80	502,4	753,6	1004,8	1256	1526,6	2229,4
90	565,2	847,8	1130,4	1413	1758,4	2512
100	628	942	1256	1570	1978,2	2826
112	703,4	1055	1406,7	1758,4	2198	3140
125	785	1177,5	1570	1962,5	2461,8	—
140	—	1318,8	1758,4	2198	2747,5	—
160	—	1507,2	2009,6	—	—	—

Bảng 3.16. Các thông số cơ bản của đai răng

Thông số	Kích thước khi môđun, mm					
	2	3	4	5	7	10
Chiều cao răng h , mm	1,2	1,8	2,4	3,0	4,2	6,0
Đường kính sợi chịu lực, mm	0,35	0,35	0,35; 0,65	0,65	0,65	0,65
Kháng cách δ , mm	0,6	0,6; 1,3	1,3	1,3	1,3	1,3
Chiều rộng b , mm	8;10;12;5;16	12,5;16;20;25	20;25;32;40	25;32;40;50	50;63;80	50;63;80
Số răng z_p	32;40;50;63;80;100;125	36;40;50;63;80;100;125;160	40;50;63;80;100;125;160	40;50;63;80;100;125;140	45;50;63;80;100;125	50;63;80;100;125
Sử dụng khi T_1 , Nm	$\leq 0,2$	$\leq 2,4$	≤ 22	≤ 49	≤ 19	≤ 1900
Khối lượng q , kg/m khi $b = 10\text{mm}$	0,032	0,04	0,05;0,065	0,075	0,09	0,11
Vận tốc $v_{\max}$, m/s	25	30	35	40	40	40
Tải trọng riêng cho phép $[p_0]$, N/mm						
– Đai gờ hình thang	5,0	9,0	25,0	32	35	42
– Đai gờ hình tròn	—	12	35	42	—	—



THƯ VIỆN
HUBT

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Bảng 3.17. Ảnh hưởng của tỷ số truyền đến khả năng tải của đai răng

Tỷ số truyền, u	1...0,8	0,8...0,6	0,6...0,4	0,4...0,3	$\leq 0,3$
C_u	1,0	0,95	0,90	0,85	0,8

Bảng 3.18. Ảnh hưởng của số răng ăn khớp đến khả năng tải của đai răng

Số răng ăn khớp	6	5	4
C_z	1	0,8	0,6

3.5. KẾT CẤU BÁNH ĐAI

Vật liệu để chế tạo bánh đai thường là gang xám GX15–32 hoặc thép đúc. Hợp kim nhẹ được sử dụng khi cần giảm trọng lượng và lực quán tính.

3.5.1. Kết cấu và kích thước puli dẹt (hình 3.8)

Chiều rộng “B” và phần lồi “ δ ” chọn theo bảng 3.19 và 3.20.

Chiều dày vành $S = 0,005d_{1,2} + 3\text{mm}$

Đĩa hay nan hoa: Chiều dày đĩa : $C = \delta + 0,02B$

Kích thước nan hoa: $a/h = 0,4...0,5$

Trong đó $h = \sqrt[3]{\frac{F_t d}{0,8z}}$

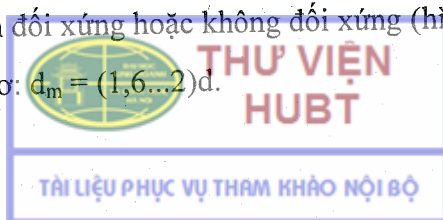
Số dây nan hoa z được chọn tùy thuộc vào chiều rộng B và d.

Khi $B < 300\text{mm}$ thì sử dụng 1 dây nan hoa với số nan hoa $z = 4$; khi $550\text{mm} < d < 1600\text{mm}$ thì lấy $z = 6$ và $d > 1600\text{mm}$ thì lấy $z = 8$.

Nếu $B > 300\text{mm}$ thì làm hai dây nan hoa và khoảng cách giữa 2 dây vào khoảng $(0,4...0,5)B$.

May σ : có thể làm đối xứng hoặc không đối xứng (hình 3.8).

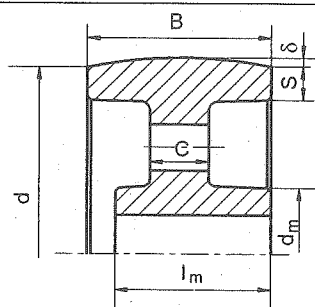
Đường kính may σ : $d_m = (1,6...2)d$.



Chiều dài may σ : $l_m = (1,5 \dots 2)d$, thường $l_m \leq B$ (với d là đường kính trục lắp bánh đai).

Bảng 3.19. Kết cấu và kích thước cơ bản bánh đai dẹt

$d_{1,2}$	δ	$d_1 \geq$	B	b
40	0,3	40	25	20
50			32	25
63			40	32
71			50	40
80		50	63	50
90			80	71
100			100	90
112				
125	0,4	80	125	112
140			140	125
160	0,5	90	160	140
180			180	161
200	0,6		200	180
224			224	200
250	0,8	200	280	250
280			315	280
315	1,0	450	355	315
355			400	355
400			450	400



Hình 3.8. Kết cấu puli đai dẹt

Bảng 3.20. Chiều rộng B của bánh đai dẹt

b, mm	10	16	20	25	32	40	50	63	71	80	90
B, mm	16	20	25	32	40	50	63	71	80	90	100

3.5.2. Kết cấu và kích thước puli thang (hình 3.9a, b)

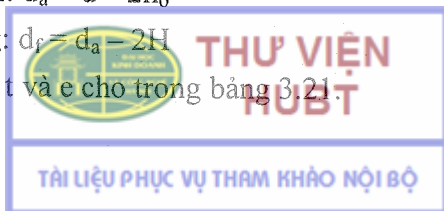
Kích thước của puli thang có thể tính theo công thức sau:

Chiều rộng bánh đai: $B = (z-1)t + 2e$

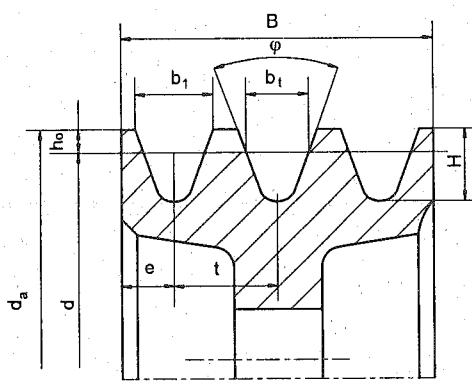
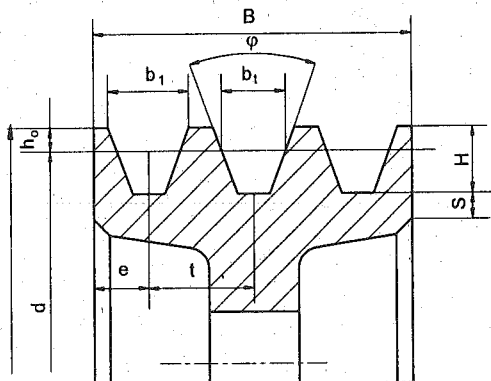
Đường kính ngoài: $d_a = d + 2h_o$

Đường kính trong: $d_f = d_a - 2H$

Kích thước H , h_o , t và e cho trong bảng 3.21.



Các kích thước khác tương tự như đai dẹt.



Hình 3.9a. Kết cấu puli đai hình đai thang

Hình 3.9b. Kết cấu puli đai hình đai thang hẹp

Bảng 3.21. Kích thước cơ bản của rãnh đai thang thường và đai thang hẹp

Loại tiết diện	H	h ₀	t	e	φ = 34°		φ = 36°		φ = 38°		φ = 40°	
					d	b ₁	d	b ₁	d	b ₁	d	b ₁
Z	10	2,5	12	8	63...71	10	80...100	10,1	112...160	10,2	> 180	10,2
A	12,5	3,3	15	10	90...112	13,1	125...160	13,3	180...400	13,4	> 400	13,5
B	16	4,2	19	12,5	200	17,2	—	17,5	250...500	17,6	> 560	17,8
C	21	5,7	25,5	17	—	22,3	224...315	22,9	355...630	23,1	> 710	23,3
D	28,5	8,1	37,0	24	—	32,4	315...450	33,1	500...900	33,4	> 1000	33,5
E	34	9,6	44,5	29	—	38,5	500...560	—	630...1120	50,6	> 1250	39,3
SPZ	44	12,5	58,0	38	—	—	—	—	800...1400	10,2	—	—
SPA	11	2,0	12	8	63...80	9,7	—	—	90...100	—	—	—
SPB	14	2,8	15	10	90...112	12,7	—	—	125...140	—	—	—
SPC	18	3,5	19	12,5	140...180	16,3	—	—	120...140	—	—	—
	24	4,8	25,5	17	224...315	22	—	—	355	—	—	—

3.5.3. Kết cấu và kích thước puli đai nhiều chêm (hình 3.10)

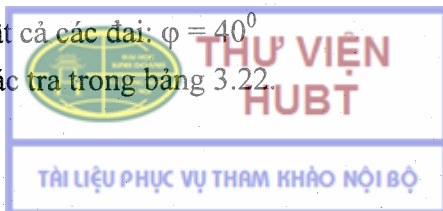
Các kích thước cơ bản của puli có thể xác định như sau:

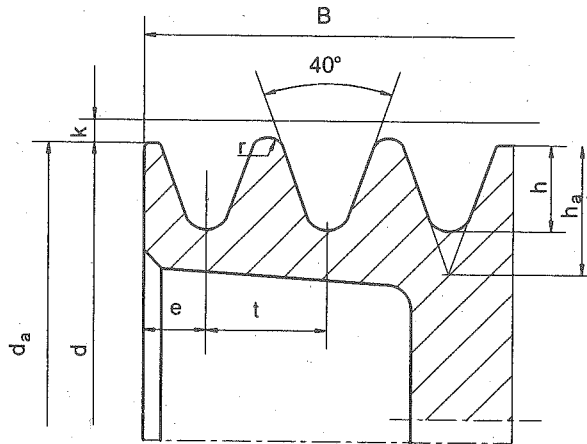
Đường kính ngoài của puli: $d_{ai} = d_i + 2.k$

Chiều rộng của puli: $B = (z - 1)t + 2e$

Góc nêm đối với tất cả các đai: $\varphi = 40^\circ$

Các kích thước khác tra trong bảng 3.22





Hình 3.10. Kết cấu puli đai nhiều chêm

Bảng 3.22. Kích thước cơ bản của đai nhiều chêm

Loại tiết diện	Kích thước, mm							Đường kính giới hạn, mm	
	h	h _a	t	e	r ₁	r _{2max}	δ	d _{1min}	d _{2max}
K	2,15...2,53	3,3	2,4±0,02	3,5	0,3	0,2	2	40	500
L	4,68...5,06	6,6	4,8±0,03	5,5	0,5	0,4	4,8	80	800
M	10,2...10,58	13,05	9,5±0,04	10	0,8	0,6	7	100	1000

3.5.4. Kết cấu và kích thước bánh đai răng

Hình 3.11 là kết cấu của puli đai răng và kích thước cơ bản của puli đai răng có thể xác định khi biết môđun hoặc bước răng, số răng z_i và chiều rộng đai:

Đường kính chia: $d_i = m \cdot z_i$ với $i = 1, 2$

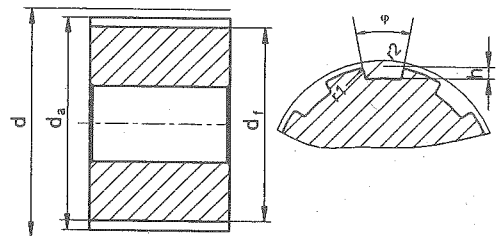
Đường kính ngoài: $d_{ai} = d_i - 2 \cdot \delta + K$

Đường kính trong: $d_{fi} = d_i - 1,8m$

Chiều rộng puli: $B = b + m$

Trong đó: K là hệ số hiệu chỉnh đường kính để lực vòng phân bố đều hơn trên các răng, có thể lấy theo bảng 3.23:

δ là khoảng cách từ lớp sợi chịu lực đến đáy răng, bảng 3.24.



Hình 3.11. Kết cấu bánh đai răng rãnh hình thang



Bảng 3.23. Hệ số hiệu chỉnh đường kính

d_i	<50	50...78	80...113	120...198	200...318	> 320
K	0,08	0,1	0,12	0,18	0,13	0,15

Các kích thước khác của rãnh chọn theo bảng 3.24.

Bảng 3.24. Các thông số của bánh đai răng

Thông số	Ký hiệu	môđun, mm							
		1	1,5	2	3	4	5	7	10
Chiều rộng rãnh, (mm)	s_{min}	1,0	1,5	1,8	3,2	4,0	4,8	7,5	11,5
Chiều sâu rãnh, (mm)	h	1,3	1,8	2,2	3,0	4,0	5,0	8,5	12,5
Góc frôfin rãnh	φ^0	50	50	50	40	40	40	40	40
Bán kính góc lượn, (mm)	r_1	0,3	0,4	0,5	0,7	1,0	1,5	2,5	3,0
	r_2	0,3	0,4	0,5	1,0	1,3	2,0	3,0	3,5
Kích thước	δ	0,4	0,4	0,6	0,6	0,8	0,8	0,8	0,8

3.6. CÁC BƯỚC THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN ĐAI

A – Dữ liệu thiết kế

Công suất truyền (P_1); tỷ số truyền (u); chế độ làm việc, đặc tính của tải trọng và các điều kiện khác.

B – Các bước thiết kế: (Cho truyền động đai dẹt và đai thang)

1. Tính công suất tính (công suất thiết kế) và chọn loại đai:

– Công suất thiết kế: $P_t = K_d \cdot P_1$

Với K_d là hệ số chế độ làm việc phụ thuộc vào loại máy công tác, bảng 3.4.

– Chọn loại đai phụ thuộc công suất truyền, điều kiện làm việc cụ thể (công suất, vận tốc, môi trường làm việc,...) và các yêu cầu khác (kích thước khuôn khổ, sai lệch vận tốc,...).

Trong tất cả các loại đai, dùng nhiều nhất là đai vải cao su và đai sợi tổng hợp.

Với đai dẹt: chọn vật liệu dây đai.

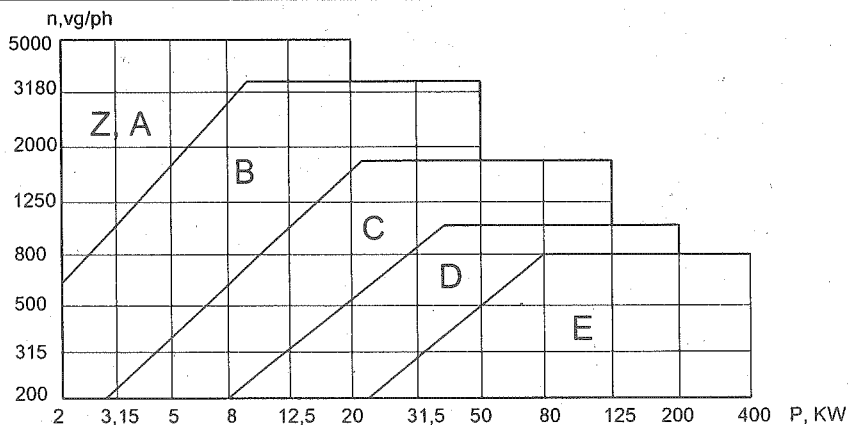
Với đai thang: chọn tiết diện dây đai theo P_1 và n_1 (đồ thị hình 3.12).

2. Xác định các kích thước d_1 , d_2 , a và L .

– Đường kính bánh đai

Người thiết kế biết rõ đang thiết kế loại đai nào và dựa vào loại tiết diện dây đai mà có cách lựa chọn khác nhau về đường kính bánh đai dẫn.

Bộ truyền đai dẹt	Bộ truyền đai thang
– Xác định d_1 theo công thức: $d_1 = (5,2 \dots 6,4) \sqrt[3]{T_1}$ sau đó chọn d_1 theo dãy tiêu chuẩn sau: 40, 50, 55, 63, 71, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 315, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900,...	– Dựa vào loại tiết diện đai (A_1), tra bảng 3.12, ta có d_{1min} sau đó chọn theo dãy tiêu chuẩn. – Hoặc lấy $d_1 > 1,2d_{1min}$ (nếu không hạn chế về kích thước và muốn tăng tuổi thọ, sau đó chọn d_1 theo dãy tiêu chuẩn).



Hình 3.12. Chọn tiết diện dây đai theo công suất truyền P_1 và n_1

Đường kính bánh đai bị dẫn d_2 : $d_2 = d_1 u$

d_2 có thể lấy theo dãy tiêu chuẩn hay làm tròn tùy thuộc vào sai số Δu .

Tỷ số truyền thực $u_t = d_2 / d_1(1-\epsilon)$ với $\epsilon = 0,01 \dots 0,02$ tùy thuộc loại đai.

Chú ý :

- + Kiểm tra điều kiện: $v_1 < v_{max}$
- + Kiểm tra sai số tỷ số truyền $\Delta u = (u_t - u)/u < [\Delta u]$.
- Khoảng cách trục (a) và chiều dài dây đai (l):

Bộ truyền đai dẹt	Bộ truyền đai thang
Chọn $a = (1,5 \dots 2)(d_1 + d_2)$ hoặc chọn theo $l_{min} > v/[i]$, với $[i] = 3 \dots 5$ Xác định chính xác l hoặc a.	Chọn a theo tỷ số truyền u hoặc chọn theo $l_{min} > v/[i]$ với $[i] = 10$ (cá biệt có thể đến 20). Chọn l theo tiêu chuẩn và tính chính xác a.



**THƯ VIỆN
HUBT**

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Bảng 3.24. Chọn sơ bộ khoảng cách trục theo tỷ số truyền u

Tỷ số truyền u	1	2	3	4	5	≤ 6
Khoảng cách trục a	1,5d ₂	1,2d ₂	d ₂	0,95d ₂	0,9d ₂	0,85d ₂

Chú ý:

– a cần thỏa mãn điều kiện: $2(d_1 + d_2) > a > 0,55(d_1 + d_2) + h$

– Đối với đai thang, do chiều dài đai được tiêu chuẩn nên sau khi xác định sơ bộ $l_{sơ\text{ bộ}}$, cần chọn l theo tiêu chuẩn và tính chính xác lại a.

– a và l đã chọn cần thỏa mãn điều kiện sau: $i = v/l < [i]$ và $\alpha_1 > \alpha_{1min}$ (với đai dẹt bằng chất dẻo: $\alpha_{1min} = 120^\circ$ và 140° với vật liệu khác. Đai thang $\alpha_{1min} = 120^\circ$).

3. Xác định các kích thước tiết diện đai (tùy thuộc loại bộ truyền mà bạn đang thiết kế để lựa chọn công thức tính tiết diện hay số dây đai cho phù hợp).

<i>Bộ truyền đai dẹt</i> Chiều rộng dây đai : $b \approx \frac{1000.K_d.P_1}{\delta.v.[\sigma_t]}$ Trong đó: K_d là hệ số chế độ làm việc, bảng 3.4. $[\sigma_t] = [\sigma_w].C$ $[\sigma_w]$ có thể chọn theo bảng 3.6. Hệ số ảnh hưởng $C = C_\alpha C_v C_b$ Chọn chiều dày đai δ theo d_1 phụ thuộc loại vật liệu đai. $\delta/d_1 = (1/30 \dots 1/40)$ Chiều rộng b cần được theo tiêu chuẩn (bảng 3.1).	<i>Bộ truyền đai thang</i> Số dây đai: $z \approx \frac{K_d.P_1}{[P_o].C}$ Trong đó: P_1 là công suất truyền, kW. $[P_o]$: tra bảng 3.12 theo tiết diện dây đai (A_1). Hệ số ảnh hưởng: $C = C_\alpha C_u C_1 C_z$ Số dây đai z cần chọn nguyên và nên hạn chế $z \leq 6$ (cá biệt có thể lớn hơn).
---	---

4. Xác định lực tác dụng lên trục

5. Tính kích thước kết cấu bánh đai (xem kết cấu bánh đai).

C – Các bước thiết kế đai nhiều chêm

Với đai nhiều chêm thì các bước thiết kế tương tự như đai thang.

Riêng đường kính bánh đai dẫn có thể xác định theo công thức sau:

$$d_1 \geq 3 \sqrt[3]{T_1} \quad (3.11)$$

Trong đó: T_1 là mômen truyền trên bánh đai dẫn, Nmm.

Đường kính d_1 tính theo (3.11) cần được lấy theo tiêu chuẩn d_1 :

Dãy tiêu chuẩn đường kính d_1 , mm: 25, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000.

D – Các bước thiết kế đai răng

1. Chọn môđun m :

Môđun đai răng xác định theo công thức:

$$m = 35 \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} \quad (3.9)$$

Trong đó P_1 (kW) và n_1 (vg/ph) lần lượt là công suất và tốc độ quay trên trục dẫn.

2. Xác định các thông số bộ truyền: a ; z_1 ; z_2 ; z_p và z_0

– Số răng z_1 được chọn phụ thuộc vào tốc độ quay n_1 , bảng 3.26.

Bảng 3.26. Số răng z_1 tương ứng với m và n_1

Tốc độ quay bánh nhỏ n_1 , vg/ph	z_1 khi môđun m , mm							
	2	3	4 [*]	4 ^{**}	5	6	7	10
500...1000	12	12	12	14	16	20	20	22...24
1500...2000	12	14	16	18	18	24	26...28	26...28
2500...3500	12	16	18	20	20	26	30...32	30...32
4000...5000	14	18	–	–	22	–	–	–
6000...7500	18	16	–	–	–	–	–	–

Ghi chú: $m = 4^*$ khi $\delta = 0,36\text{mm}$ và $m = 4^{**}$ khi $\delta = 0,65\text{mm}$

– Số răng z_2 : $z_2 = u.z_1$.

– Đường kính tính toán: $d_i = m.z_i$ ($i = 1, 2$)

– Khoảng cách trục a và chiều dài đai:

Chọn sơ bộ khoảng cách trục a thỏa mãn điều kiện:

$$a_{\min} = 0,55 (d_2 + d_1) + 2m < a < a_{\max} = 2(d_2 + d_1)$$

Xác định chiều dài đai theo a vừa chọn:

$$l \geq 2a + \pi \left(\frac{d_1 + d_2}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \right)$$



**THƯ VIỆN
HUBT**

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Sau đó theo bảng 3.16 chọn chiều dài dây đai theo tiêu chuẩn l và suy ra số răng của dây đai (z_d).

– Tính chính xác khoảng cách trục theo chiều dài dây đai l , d_1 và d_2 .

$$a = \frac{1}{4}(\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 8\Delta^2})$$

Trong đó: $\lambda = 1 - 0,5\pi(d_2 + d_1)$

và $\Delta = (d_2 - d_1)/2$

Xác định số răng của dây đai vào ăn khớp với bánh đai z_0 :

$$z_0 = z_1 \cdot \frac{\alpha_1}{360} \quad (3.12)$$

Nên chọn $z_0 \geq 6$, trường hợp $z_0 < 6$ nên tăng khoảng cách trục.

α_1 góc ôm của đai trên bánh đai dẫn.

3. Kiểm nghiệm độ bền kéo của đai

Chọn chiều rộng đai theo bảng 3.16.

Kiểm nghiệm độ bền dây đai theo công thức sau:

$$p_t = \frac{K_d F_t}{b} + \frac{q \cdot v^2}{10} \leq [p_t] = [p_o] C$$

4. Xác định lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục

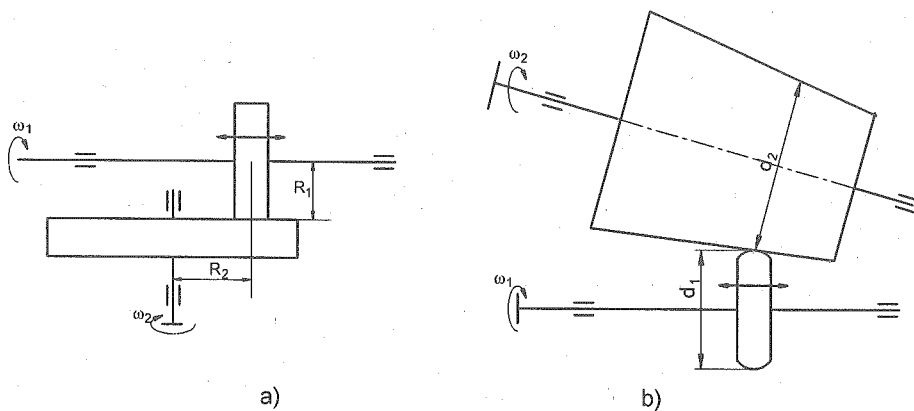
5. Xác định kích thước bánh đai.

3.7. BIẾN TỐC ĐAI

3.7.1. Biến tốc

Biến tốc là cơ cấu dùng để thay đổi tốc độ trục thứ cấp khi tốc độ trục sơ cấp không thay đổi. Tùy thuộc vào kết cấu, dạng tiếp xúc mà ta có thể phân chia biến tốc thành các loại sau đây:

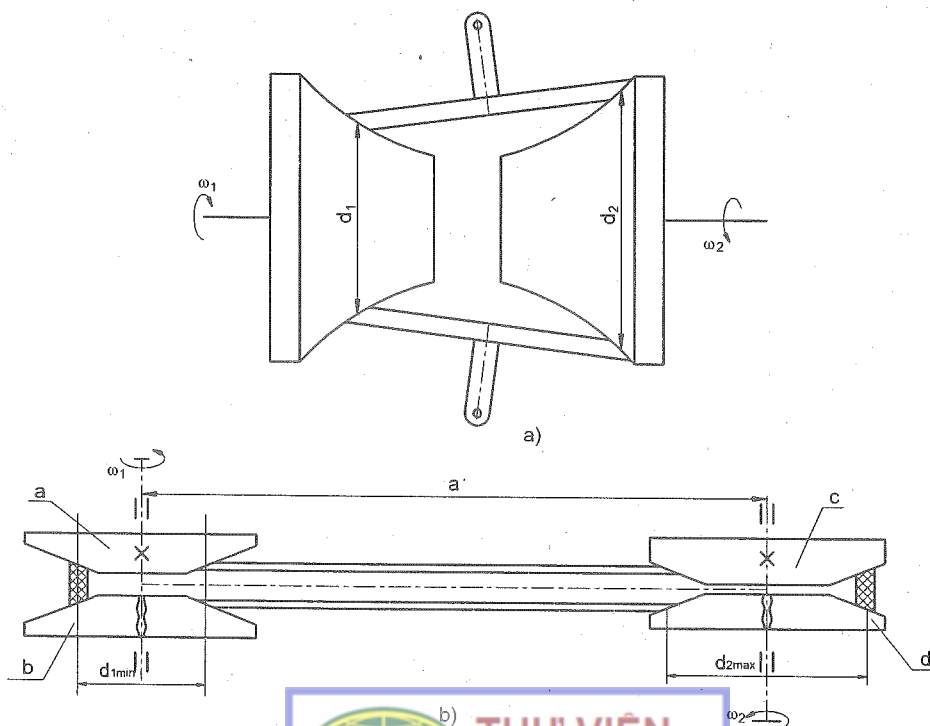
a) *Biến tốc có tiếp xúc trực tiếp (hình 3.13ab)*, bao gồm hai loại cơ bản: Biến tốc ma sát đĩa (hình 3.13a) và biến tốc đĩa ma sát côn (hình 3.13b). Trong trường hợp này bằng cách thay đổi đường kính tiếp xúc d_2 từ d_{2min} đến d_{2max} thì ta có được tốc độ quay của trục thứ cấp thay đổi theo mặc dù tốc độ quay của trục sơ cấp không thay đổi. Loại này có nhược điểm là do đĩa ma sát lắp trên trục thứ cấp thay đổi nên gặp khó khăn khi thực hiện kết cấu.



Hình 3.13. Biến tốc ma sát đĩa

a) Biến tốc ma sát đĩa hình trụ; b) Biến tốc ma sát đĩa hình côn.

b) Biến tốc có phần tử trung gian, bao gồm biến tốc ma sát đĩa hình xuyên (hình 3.14a) và biến tốc đai (hình 3.14b) hoặc biến tốc xích. Trong trường hợp này do đường kính d_1 và d_2 thay đổi nên phạm vi thay đổi sẽ rộng hơn.



Hình 3.14. Biến tốc đĩa ma sát hình xuyên (a) và biến tốc đai (b)

3.7.2. Phạm vi điều chỉnh của biến tốc

Tỷ số $D = \frac{\omega_{2\max}}{\omega_{2\min}} = \frac{d_{2\max}}{d_{2\min}}$ được gọi là phạm vi điều chỉnh của biến tốc.

Về lý thuyết có thể chọn $d_{2\min} = 0$, nhưng khi $d_{2\min} = 0$ thì hệ số trượt sẽ rất lớn nên trong thực tế thường thiết kế với biến tốc có $D \leq 3$. Khi thiết kế biến tốc, đường kính của các khâu có thể thực hiện theo hai cách sau đây:

a) Với biến tốc có $d_1 = \text{const}$ và d_2 thay đổi từ $d_{2\min}$ đến $d_{2\max}$.

$$\text{Khi đó: } D = \frac{\omega_{2\max}}{\omega_{2\min}} = \frac{d_{2\max}}{d_{2\min}}$$

b) Với biến tốc có d_1 và d_2 thay đổi từ $d_{i\min}$ đến $d_{i\max}$ (với $i = 1, 2$).

$$\text{Thì } D = \left(\frac{d_{2\max}}{d_{1\min}} \right) \left(\frac{d_{1\max}}{d_{2\min}} \right)$$

Với biến tốc ma sát đĩa hình xuyên, thường chọn $d_{1\min} = d_{2\min} = d_{\min}$,

$$\text{và } d_{1\max} = d_{2\max} = d_{\max} \text{ nên } D = \frac{d_{\max}^2}{d_{\min}^2} \text{ hoặc } \sqrt{D} = \frac{d_{\max}}{d_{\min}}$$

Còn trong biến tốc đai, nếu ta chọn bánh đai dẫn và bánh đai bị dẫn cùng kích thước thì phạm vi điều chỉnh cũng xác định tương tự.

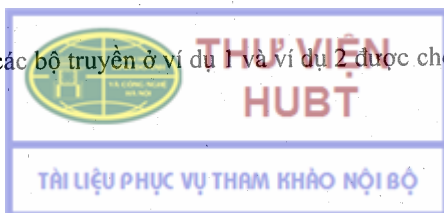
Hiện nay biến tốc ma sát đai hoặc biến tốc đĩa ma sát hình xuyên được dùng nhiều trong hệ thống truyền lực của các loại xe máy và ô tô.

Ví dụ 1. Thiết kế truyền động đai dẹt (đai thang) trong HDD của thiết bị máy nén khí với số liệu sau: công suất truyền $P_1 = 5,5\text{kW}$, $n_1 = 1440\text{vg/ph}$, tỷ số truyền động $u = 3,5$. Đai được điều chỉnh định kỳ, yêu cầu kích thước nhỏ gọn. Bộ truyền nằm ngang.

Ví dụ 2. Thiết kế bộ truyền đai thang với các số liệu sau: $P_1 = 7,5\text{kW}$, $n_1 = 2900\text{vg/ph}$, tỷ số truyền động $u = 3,5$. Đai được điều chỉnh định kỳ, yêu cầu kích thước nhỏ gọn. Bộ truyền nằm ngang, sai số tỷ số truyền $[\Delta u] = 4\%$.

Giải:

Kết quả tính toán của các bộ truyền ở ví dụ 1 và ví dụ 2 được cho trong bảng sau:



Các bước TK	Đại định	Đại thang	
		Đại thang thường	Đại thang hẹp
1. Chọn vật liệu hoặc tiết diện	Chọn đai vải cao su	Đại thang thường A $A_1 = 81\text{mm}^2$	Đại hẹp SPZ $A_1 = 56\text{mm}^2$
2. Xác định d_1, d_2, a, l .			
Đường kính bánh đai d_1	$d_1 = (5,2 \dots 6,4) \sqrt[3]{T_1}$ $(5,2 \dots 6,4) \sqrt[3]{36475} = 172 \dots 212$ Chọn $d_1 = 180\text{mm}$	$d_1 = 112\text{mm}$	$d_1 = 112\text{mm}$
Đường kính bánh đai d_2	$d_2 = u \cdot d_1 = 3,5 \cdot 180 = 630\text{mm}$. Chọn trị số tiêu chuẩn : $d_2 = 630$.	$d_{2sb} = 392\text{mm}$ $d_2 = 400\text{mm}$	$d_{2sb} = 392\text{mm}$ $d_2 = 400\text{mm}$
Khoảng cách tâm a	Chọn $a_{sb} = (1,5 \dots 2)(d_1 + d_2) = 1215 \dots 1620(\text{mm})$, chọn $a = 1300\text{mm}$	Chọn sơ bộ theo u : $a = 400\text{mm}$	Chọn sơ bộ theo u : $a = 400\text{mm}$
Tính chiều dài dây đai l	$l = 2a + \pi(d_1 + d_2)/2 + (d_2 - d_1)^2/4a = 3910\text{mm}$ $\Delta l = 100 \dots 400\text{mm}$ Chọn $l = 4010 \dots 4310\text{mm}$	$l_{sb} = 1655\text{mm}$ Chọn theo l tiêu chuẩn $l = 1800\text{mm}$	$l_{sb} = 1655\text{mm}$ Chọn theo l tiêu chuẩn $l = 1800\text{mm}$
Kiểm nghiệm vận tốc	$v = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 / 6 \cdot 10^4$ $= 13,56\text{m/s} < v_{\max}$	$v = 16,99\text{m/s}$	$v = 16,99\text{m/s}$
Xác định tỷ số truyền thực tế u_t	$u_t = d_2 / [d_1(1-\epsilon)] = 3,53$ Vậy $\Delta u = [(u_t - u) / u] \cdot 100\% = 0,85\%$	$u_t = 3,57$ Vậy $\Delta u = 2\%$	$u_t = 3,57$ Vậy $\Delta u = 2,0\%$
Số vòng chạy của dây đai, i	$i = v/l = 13,56 / 3,91 = 3,4 < [i] = 5$	$i = 9,4 < [i] = 10$	$i = 9,4 < [i] = 10$
Kiểm nghiệm góc ôm α_1	$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ(d_2 - d_1) / a$ $\alpha_1 = 160^\circ 17' > \alpha_{1\min} = 140^\circ$	$\alpha_1 = 139^\circ$	$\alpha_1 = 139^\circ$
3. Xác định kích thước đai	$b \approx K_d F_1 / [\sigma_{10}] \cdot \delta \cdot C$ $K_d = 1,25$ (bảng 3.4) $F_1 = 2 \cdot T_1 / d_1 = 405\text{N}$ chọn $\delta/d_1 = 1/40$ và $\delta = 4,5\text{mm}$. $[\sigma_{10}] = 2,25\text{MPa}$ $C = C_\alpha \cdot C_v \cdot C_b$ $= 0,94 \cdot 0,94 \cdot 1 = 0,88$ Vậy $b \approx K_d F_1 / [\sigma_1] \cdot \delta$ $= 1,25 \cdot 405 / 1,98 \cdot 4,5 = 56,8\text{mm}$ Chọn $b = 63\text{mm}$.	$z \approx K_d P_1 / [P_0] \cdot C$ $K_d = 1,25$ $[P_0] = 2,52\text{kW}$ $C = 1,06$ $z = 3,5$ Chọn $z = 4$	$z \approx K_d P_1 / [P_0] \cdot C$ $K_d = 1,25$ $[P_0] = 4,32\text{kW}$ $C = 1,03$ $z = 2,1$ Chọn $z = 2$
4. Xác định lực tác dụng	$F_{rd} = 2F_0 \sin(\alpha_1/2) = 1105\text{N}$	$F_{rd} = 1127\text{N}$	$F_{rd} = 730\text{N}$

Các bước TK	Đai dẹt	Đai thang				
		Đai thang thường		Đai thang hẹp		
5. Tính kết cấu bánh đai						
Chiều rộng bánh đai	Bánh dẫn B = 70mm	Bánh bị dẫn B = 70mm	Bánh dẫn B = 80mm	Bánh bị dẫn B = 80mm	Bánh dẫn B = 0mm	Bánh bị dẫn B = 64mm
Chiều dày vành S S = 0,05d _{1,2} + 3mm	Làm đặc	S = 30mm	Làm đặc	S = 30mm	Làm đặc	S = 30mm
Chiều dày đĩa : C = S + 0,02B	Làm đặc	C = 35mm	Làm đặc	C = 35mm	Làm đặc	C = 35mm
Đường kính mayơ d _m = (1,6...2)d _i	Làm đặc	d _{m2}	Làm đặc	d _{m2}	Làm đặc	d _{m2}
Chiều dài mayơ: l _m = (1,2...1,8)d	l _m	l _m	l _m	l _m	l _m	
Ghi chú: d _i trong công thức tính đường kính mayơ và chiều dài mayơ là đường kính trục lắp bánh đai dẫn và bị dẫn.						

Ví dụ 3. Thiết kế bộ truyền đai nhiều chêm với số liệu tương tự như ở ví dụ 2.

1. Xác định mômen tác dụng lên bánh đai dẫn T₁:

$$T_1 = 9,55 \cdot 10^6 \cdot P_1 / n_1 = 9,55 \cdot 10^6 \cdot 7,5 / 2900 = 24700 \text{ Nmm}$$

Theo bảng 3.13 chọn đai tiết diện L.

2. Xác định d₁, d₂; a và l

– Đường kính tối ưu của bánh nhỏ:

$$\text{Vì } T_1 \leq 250 \text{ Nm nên } d_1 = 30,3 \sqrt[3]{T_1} = 30,3 \sqrt[3]{24,7} = 88 \text{ mm}$$

Chọn tiêu chuẩn d₁ = 90mm > d_{1min} = 80mm

– Đường kính bánh đai lớn d₂ = u.d₁ = 3,5.90 = 315mm, chọn d₂ = 315mm

Vậy tỷ số truyền thực tế sẽ là: u_t = d₂ / [d₁(1-ε)] = 315 / 90 (1-0,02) = 3,45

Do đó sai lệch tỷ số truyền Δu = [(u_t - u) / u].100% = 1,4% < [Δu] = 4%

Vận tốc đai v = π.d₁.n₁/60000 = π.90.2900/60000 = 13,65m/s

– Chọn sơ bộ khoảng cách trục a theo điều kiện:

$$0,55(d_1 + d_2) + 9,5 < a < 2(d_1 + d_2)$$

$$0,55(90 + 315) + 9,5 < a < 2(90 + 315) \Rightarrow 222 \text{ mm} < a < 810 \text{ mm}$$

Chọn a_{sb} = 800mm

$$\begin{aligned} l_{sb} &= 2a_{sb} + \pi(d_1 + d_2)/2 + (d_2 - d_1)^2/4a \\ &= 2.800 + \pi(90 + 315)/2 + (315 - 90)^2/4.800 \\ &= 2250 \text{ mm} \end{aligned}$$

Vậy chiều dài đai theo tiêu chuẩn: l = 2240mm

Xác định chính xác khoảng cách trục a:

$$a = \frac{1}{4}(\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 8\Delta^2}) = \frac{1}{4}(1551,5 + \sqrt{1551,5^2 - 8.112,5^2}) = 767,5 \text{ mm}$$

Lấy khoảng cách trục $a = 768\text{mm}$.

Trong đó: $\lambda = 1 - 0,5 \cdot \pi(d_2 + d_1) = 2240 - 0,5 \cdot \pi(315 + 90) = 1551,5$

và $\Delta = (d_2 - d_1) \cdot 0,5 = 112,5$

(Cũng có thể chọn chiều dài đai theo điều kiện $i < [i]$ và chọn l theo tiêu chuẩn sau đó tính chính xác a theo l đã chọn).

– Kiểm tra các điều kiện: $i = v/l = 13,65 / 2,24 = 6,09 < [i] = 10$

$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ(d_2 - d_1) / a = \alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ(315 - 90) / 768 = 165^\circ 8'$

Vậy d_2 ; a và l chọn hợp lý.

3. Xác định kích thước đai:

Số chêm của đai: $z = 10 \cdot K_d \cdot P_1 / [P]$

Trong đó: $K_d = 1,25$, bảng 3.4.

Với $v = 13,65\text{m/s}$, $d_1 = 90\text{mm}$, theo bảng 3.12 chọn $[P_0] = 8,83\text{kW}$

Với $\alpha_1 = 165^\circ 8'$ nên $C_\alpha = 0,95$

Với $l/l_0 = 2240 / 1600 = 1,4$ nên $C_l = 1,0$

Với $u = 3,5$ theo bảng 3.10 nên $C_u = 1,14$

Vậy $[P] = [P_0] \cdot C$

Vậy số chêm sẽ là: $z = 10 \cdot K_d \cdot P_1 / [P] = 10 \cdot 1,25 \cdot 7,5 / (8,83)(1,14)(0,95)(1) = 9,8$

Chọn số gần $z = 10$.

4. Lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục:

Lực tác dụng lên trục: $F_r = 2F_0 \sin(\alpha_1/2) = 2 \cdot 614 \sin(82,5^\circ) = 1217\text{N}$

5. Tính kích thước kết cấu bánh đai.

	Bánh đai nhỏ	Bánh đai lớn
Đường kính vòng ngoài bánh đai: $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot \delta$	$d_{a1} = 102,4\text{mm}$	$d_{a2} = 305,4\text{mm}$
Chiều rộng $B = (z-1)t + 2e =$	$4,8 \cdot 6 + 2 \cdot 5,5 = 39,8$; $B = 40\text{mm}$	$B = 40\text{mm}$
Chiều dày vành $S = 0,05d_{1,2} + 3\text{mm}$	Bánh đai đặc	$S = 15\text{mm}$
Đĩa hay nan hoa: chiều dày đĩa: $C = S + 0,02B$	Bánh đai đặc	$C = 15\text{mm}$
May σ : đường kính may σ : $d_m = (1,6 \dots 2)d$ (d_1 và d_2 là đường kính trục để lắp bánh đai dẫn và bánh đai bị dẫn)	$d_{m1} = (1,6 \dots 2)d_1$	$d_{m2} = (1,6 \dots 2)d_2$
Chiều dài may σ : $l_m = B$	$l_{m1} = 40\text{mm}$	$l_{m2} = 50\text{mm}$

Ví dụ 4. Thiết kế bộ truyền đai răng với số liệu tương tự như ở ví dụ 2.

1. Chọn môđun m :

Xác định mômen truyền trên bánh chủ động:

$$T_1 = 9,55 \cdot 10^6 \cdot P_1 / n_1 = 24700\text{Nmm}$$

Theo bảng 3.15 ta chọn đai có môđun $m = 5\text{mm}$

Hoặc môđun xác định theo công thức:

$$m = 35 \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 4,8\text{mm}, \text{ theo tiêu chuẩn chọn } m = 5\text{mm}.$$



2. Xác định các thông số bộ truyền: z_1 ; z_2 ; z_p ; z_0 ; a và l

– Theo bảng 3.25, với $n_1 = 2900 \text{ vg/ph}$ chọn số răng $z_1 = 20$

– Số răng z_2 : $z_2 = u \cdot z_1 = 3,5 \cdot 20 = 70$

– Đường kính tính toán $d_1 = m \cdot z_1 = 100 \text{ mm}$ và $d_2 = 350 \text{ mm}$

Vậy tỷ số truyền thực sẽ là: $u = d_2 / d_1 = 350 / 100 = 3,5$

– Khoảng cách trục a và chiều dài đai:

Chọn sơ bộ khoảng cách trục a thỏa mãn điều kiện:

$0,55(d_2 + d_1) + 2m = 257 < a < 2(d_2 + d_1) = 900 \text{ mm}$, chọn $a_{sb} = 700 \text{ mm}$

Xác định chiều dài đai theo a vừa chọn:

$$l \geq 2a + \pi(d_1 + d_2)/2 + (d_2 - d_1)^2/4a = 2.700 + 0,5 \cdot \pi \cdot (100 + 350) + (350 - 100)^2/4.700 = 2128,8 \text{ mm}$$

Theo bảng 3.15 ứng với môđun $m = 5 \text{ mm}$, chọn đai có chiều dài $l = 2198 \text{ mm}$ và cũng theo bảng 3.15 suy ra số răng của dây đai $z_d = 140$.

Tính chính xác khoảng cách trục theo z_p vừa chọn và d_1 ; d_2 .

$$a = \frac{1}{4}(\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 8 \cdot \Delta^2}) = \frac{1}{4}(1491,5 + \sqrt{1491,5^2 - 8 \cdot 125^2}) = 911 \text{ mm}$$

vậy $a = 910 \text{ mm}$

Trong đó: $\lambda = 1 - 0,5 \cdot \pi(d_2 + d_1) = 2198 - 0,5 \cdot \pi(350 + 100) = 1491,5$

và $\Delta = (d_2 - d_1) \cdot 0,5 = 125$

Xác định số răng của dây đai vào ăn khớp với bánh đai z_0

$$z_0 = z_1 \cdot \frac{\alpha_1}{360} = 2 \cdot \frac{160}{360} = 8,8 \text{ thỏa mãn điều kiện } z_0 > 6$$

Trong đó: $\alpha_1 = 180^\circ - 57 \cdot (d_2 - d_1) / a = 180^\circ - 57 \cdot (350 - 100) / 910 = 164^\circ 21'$

3. Kiểm nghiệm bền dây đai:

$$p_t = \frac{K_d F_t}{b} + \frac{q \cdot v^2}{10} \leq [p_t] = [p_0] C$$

Trong đó:

Chọn chiều rộng dây đai, $b = 25 \text{ mm}$ (bảng 3.16).

Theo bảng 3.16 ứng với $m = 5$, ta có: $[p_0] = 32 \text{ N/m}$; $q_m = 0,075 \text{ kg/m}$

$$v = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 / 60000 = \pi \cdot 100 \cdot 2900 / 60000 = 15,17 \text{ m/s}$$

$$F_t = 1000P/v = 1000 \cdot 7,5 / 15,17 = 494 \text{ N};$$

Hệ số tải trọng động $K_d = 1,25$, (bảng 3.4).

$[p_t]$: lực vòng riêng có ích cho phép: $[p_t] = [p_0] \cdot C_u \cdot C_z$

Theo bảng 3.18: ứng với $z_0 > 6$ và $u > 1$, suy ra:

Chỉ sử dụng 1 con lăn thì $C_z = 1$

Do bộ truyền giảm tốc nên theo bảng 3.17, có $C_u = 1$

$$\text{Vậy: } p_t = K_d \frac{F_t}{b} + \frac{q \cdot v^2}{10} \leq [p_t] = [p_0] C$$

$$p_t = \frac{(1,25) \cdot (494)}{25} + \frac{(0,075) \cdot (15,17^2)}{10} = 26,47 \leq [p_t] = (32) \cdot (1) \cdot (1) = 32$$

Như vậy đai đã chọn thỏa mãn điều kiện bền.

4. Xác định lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục

$$\text{Lực căng ban đầu: } F_v = (1,1 \dots 1,3) F_v = 1,2 q_m \cdot b \cdot v^2 = 1,2 \cdot 0,075 \cdot 25 \cdot 15,17^2 = 517 \text{ N}$$

$$\text{Lực tác dụng lên trục: } F_{rd} = 1,2 F_t = 1,2 \cdot 494 = 593 \text{ N.}$$

5. Xác định kích thước bánh đai

	Bánh đai dẫn	Bánh đai bị dẫn
Đường kính chia: $d_i = m \cdot z_i$	$d_1 = 100 \text{ mm}$	$d_2 = 350 \text{ mm}$
Đường kính ngoài: $d_{ai} = d_i - 2 \cdot \delta + K$	$d_{a1} = 97,52 \text{ mm}$	$d_{a2} = 347,58 \text{ mm}$
Đường kính trong: $d_{fi} = d_i - 1,8 \text{ mm}$	$d_{f1} = 91 \text{ mm}$	$d_{f2} = 341 \text{ mm}$
Chiều rộng puli: $B = b + m$	$B = 30 \text{ mm}$	
Các kích thước khác của rãnh: chiều rộng rãnh, (mm)	$s_{\min} = 4,8 \text{ mm}$	
Chiều sâu rãnh, (mm)	$h = 5 \text{ mm}$	
Góc frôfin rãnh	$\varphi^0 = 40^0$	
Bán kính góc lượn, (mm)	$r_1 = 1,5 \text{ mm}$	$r_2 = 2,0 \text{ mm}$

CÂU HỎI ÔN TẬP

Câu 1.

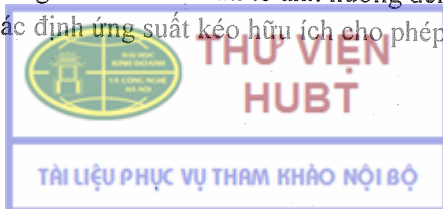
- Lực căng ban đầu ảnh hưởng như thế nào đến khả năng tải và tuổi thọ của bộ truyền đai? Cách xác định giá trị F_0 và làm thế nào để lực căng ban đầu không thay đổi?
- Ý nghĩa của việc xác định mối quan hệ giữa lực căng F_0 hoặc F_t với các thông số khác của bộ truyền đai.

Câu 2.

- Giải thích các hiện tượng trượt trong bộ truyền đai (nêu nguyên nhân, hệ quả và có thể khắc phục được không)?
- Vì sao phải xây dựng đường cong trượt và đường cong hiệu suất của đai? Ý nghĩa thực tiễn của nó là gì?

Câu 3.

- Nêu và phân tích các thông số ảnh hưởng đến tuổi thọ của đai, cách lựa chọn các thông số đó khi thiết kế đai như thế nào?
- Thế nào là khả năng kéo và các nhân tố ảnh hưởng đến khả năng kéo của bộ truyền đai? Cách xác định ứng suất kéo hữu ích cho phép khi thiết kế đai.



Câu 4. Trong những trường hợp nào nên dùng đai dẹt, đai thang, đai nhiều chêm hay đai răng. Có khi nào người ta bố trí bộ truyền đai ở vị trí tốc độ thấp trong hệ thống truyền dẫn không? Vì sao?

Câu 5. Trình bày phương pháp tính đai (dẹt, đai thang và đai nhiều chêm) theo khả năng kéo. Giải thích ý nghĩa và nêu cách xác định các đại lượng trong các công thức (3.5); (3.6) và (3.7).

Câu 6. a) Thế nào là biến tốc? Biến tốc được dùng trong những trường hợp nào? Đặc trưng cơ bản của biến tốc là gì?

b) Vì sao hiện nay biến tốc lại được dùng nhiều trong hệ thống truyền lực của xe máy và ô tô mà ít hoặc không dùng trong các máy công tác dẫn động bằng động cơ điện?

c) Khi thiết kế bộ truyền đai trong biến tốc đai thì kích thước đai được xác định ở chế độ làm việc nào? Vì sao?



TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

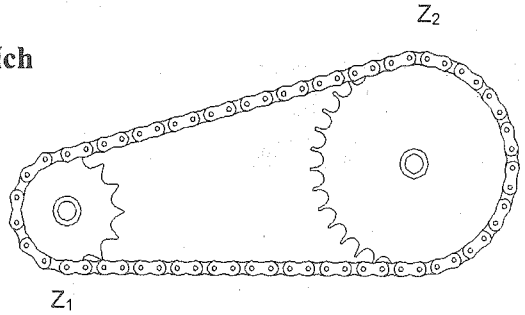
4.1. KHÁI NIỆM CHUNG

4.1.1. Cấu tạo, phân loại xích

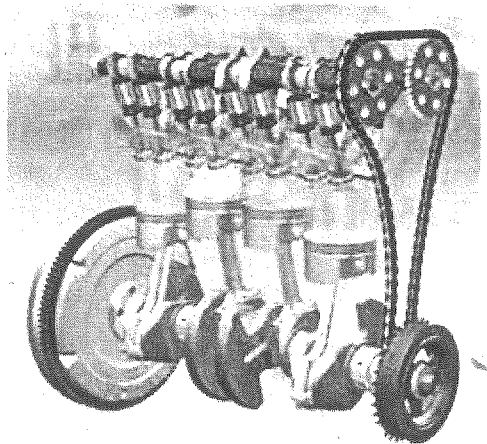
4.1.1.1. Cấu tạo của bộ truyền xích

Trên hình 4.1a là cấu tạo bộ truyền xích dùng để truyền chuyển động từ đĩa xích dẫn có số răng Z_1 sang đĩa bị dẫn có số răng Z_2 nhờ sự ăn khớp của dây xích với răng đĩa xích. Cũng nhờ sự ăn khớp gián tiếp mà bộ truyền xích có thể truyền chuyển động từ 1 trục đến nhiều trục khác nhau (hình 4.1b) và với khoảng cách giữa các trục tương đối lớn.

Trong bộ truyền xích, ngoài 3 chi tiết cơ bản trên còn có bộ phận căng xích. Tương tự như trong bộ truyền đai, có thể sử dụng các phương pháp như: Thay đổi khoảng cách trục a hoặc dùng bánh căng xích. Tùy theo bộ phận máy, mà có thể sử dụng các phương pháp căng xích khác nhau cho thích hợp (thay đổi khoảng cách trục nhờ vít căng xích như xích tải của xe máy hoặc sử dụng bánh căng xích như trong xe đạp nhiều tốc độ). Hoặc có thêm bộ phận bôi trơn, che kín và bảo vệ (như hộp xích để an toàn khi làm việc).



Hình 4.1a. Cấu tạo bộ truyền xích



Hình 4.1b. Ứng dụng của bộ truyền xích trong động cơ đốt trong

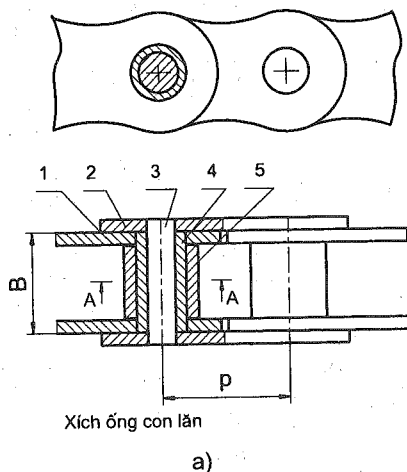


THƯ VIỆN
HUBT

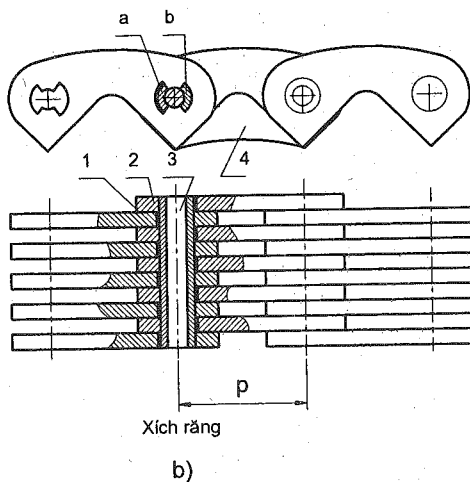
4.1.1.2. Phân loại xích

Dựa vào cấu tạo của dây xích mà có thể chia bộ truyền xích thành các loại sau:

a) *Xích ống con lăn*. Trên hình 4.2a là cấu tạo của xích ống con lăn.



1. Má trong; 2. Má ngoài; 3. Chốt;
4. Máng lót; 5. Con lăn.



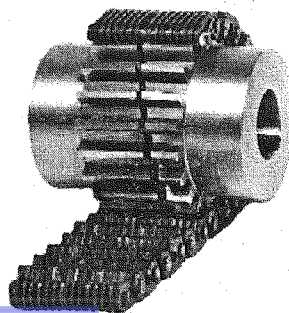
1. Má 1; 2. Má 2; 3. Chốt; 4. Má dẫn
hướng; a. Máng lót a; b. Máng lót b.

Hình 4.2: Kết cấu bản lề xích ống con lăn và xích răng

Ở xích ống con lăn, do có con lăn 5 nên khi các mắt xích vào ăn khớp với răng đĩa xích thì con lăn 5 sẽ tiếp xúc với bề mặt răng đĩa và xoay tương đối do đó hạn chế được mài mòn của răng đĩa xích và làm tăng hiệu suất truyền động. Vì vậy xích ống con lăn được dùng khi vận tốc lớn. Ngược lại ở xích ống do không có con lăn 5 nên chỉ dùng khi vận tốc rất thấp.

b) *Xích răng (hình 4.2b)*

Ngược với xích ống con lăn, xích răng gồm các má xích có dạng răng được xếp xen kẽ nhau. Bản lề xích gồm hai máng lót có dạng bán nguyệt a&b, lắp vào rãnh định hình của má xích 1&2 và xoay quanh chốt 3. Ngoài ra trong xích răng còn có má xích dẫn hướng để tránh dây xích dịch chuyển theo phương chiều trục vì vậy trên đĩa xích cần xẻ rãnh để dẫn hướng xích (hình 4.2c). So với xích ống con lăn thì xích răng nặng hơn



Hình 4.2c. Kết cấu đĩa xích và dây xích xích răng

nhưng khả năng tải lớn hơn, va đập và tiếng ồn cũng sẽ nhỏ hơn nên xích răng sẽ dùng khi cần truyền tải trọng và vận tốc lớn.

4.1.2. Kết cấu đĩa xích

Trong thiết kế truyền động xích, dây xích được chọn theo tiêu chuẩn do nhà sản xuất cung cấp vì vậy người thiết kế chỉ thiết kế và chế tạo đĩa xích cho phù hợp. Về kết cấu đĩa xích cũng có những điểm tương đồng như kết cấu bánh răng. Biên dạng và kích thước răng đĩa phụ thuộc vào loại và kích thước của xích và được tiêu chuẩn theo bước xích p (tham khảo thêm trong [4]). Về vật liệu đĩa xích, để tránh răng đĩa bị mòn dẫn đến mất khả năng ăn khớp đúng với dây xích thì vật liệu cần có độ bền mòn cao. Để đảm bảo độ bền mòn đều, vật liệu đĩa xích thường bằng thép cacbon như C45, C50 và nhiệt luyện đạt độ rắn 40...52HRC. Cũng có thể bằng gang khi vận tốc thấp và tải nhỏ. Với các bộ truyền xích thông dụng như xích các loại xe máy, trên thị trường đã cung cấp cả dây và đĩa xích vì vậy không cần chế tạo đĩa xích.

4.2. CƠ SỞ TÍNH TOÁN TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

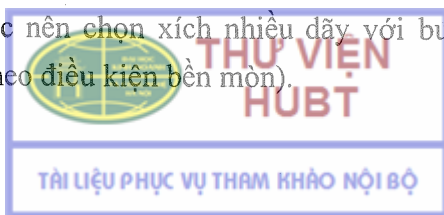
4.2.1. Thông số cơ bản và quan hệ hình học

4.2.1.1. Các thông số cơ bản và cách chọn

a) Bước xích p

Thông số cơ bản của truyền động xích là bước xích p (khoảng cách giữa hai bản lề xích). Xích được chế tạo theo tiêu chuẩn với bước p : $p = 12,7\text{mm} \dots 114,3\text{mm}$ (các kích thước cơ bản có thể tham khảo ở bảng 4.1). Bước xích p được chọn theo khả năng tải và khi tải lớn thì p sẽ lớn, tuy nhiên nếu chọn p lớn thì va đập của mắt xích vào răng đĩa càng tăng (vì $E_d \approx n_1^2 \cdot p^3$) và xích làm việc sẽ ồn, mặt khác kích thước của đĩa xích cũng sẽ lớn theo ($d_i = \frac{p}{\sin(\frac{\pi}{z_i})}$). Trong trường hợp này muốn giảm va đập,

tiếng ồn và kích thước nên chọn xích nhiều dây với bước xích nhỏ (xem thêm mục chọn xích theo điều kiện bền mòn).



b) Số răng đĩa xích

Số răng đĩa xích có ảnh hưởng đến tuổi thọ, tính chất làm việc và kích thước của bộ truyền xích. Khi thiết kế nếu chọn z_1 nhỏ thì độ bền mòn của xích sẽ giảm do góc xoay tương đối của bản lề xích lớn ($\varphi_1 = \frac{2\pi}{z_1}$), mặt khác khi z_1 nhỏ thì va đập xích vào răng đĩa cũng tăng lên và xích làm việc sẽ ồn. Ngược lại nếu chọn z_1 lớn thì $z_2 = uz_1$ sẽ tăng và kích thước bộ truyền tăng, mặt khác độ tăng ($\Delta p/p$) giảm (xích chỉ mòn 1 lượng Δp rất nhỏ thì khả năng ăn khớp của xích vào răng đĩa đã không còn nữa gây nên hiện tượng xích tuột khỏi răng đĩa rất nguy hiểm; $[\Delta p]$ là độ tăng cho phép lớn nhất của bước xích và Δp là độ tăng của bước xích khi bản lề xích bị mòn 1 lượng tương ứng).

Vì vậy khi thiết kế xích nên chọn: $z_1 > z_{\min}$ và $z_2 < z_{\max}$.

Trong đó $z_{\min}$ và $z_{\max}$ được chọn tùy thuộc vào loại xích.

Có thể chọn z_1 tùy thuộc vào vận tốc dây xích. Nếu $v < 2\text{m/s}$ có thể chọn $z_{1\min} = 13 \dots 15$ và khi $v > 2\text{ m/s}$ nên chọn $z_{1\min} \geq 19$. Với bộ truyền làm việc với vận tốc lớn, tải va đập thì có thể chọn z_1 theo tỷ số truyền u như sau: $z_1 = 29 - 2u$ và nên chọn z_1 lẻ (nếu z_1 chọn lẻ thì mỗi răng đĩa xích sẽ lần lượt ăn khớp với tất cả các mắt xích và răng đĩa xích sẽ mòn đều hơn).

Với xích ống con lăn thì: $z_{\min} = 17$ và $z_{\max} = 100 \dots 120$.

Với xích răng thì: $z_{\min} = 23$ và $z_{\max} = 120 \dots 140$.

4.2.1.2. Các quan hệ hình học trong bộ truyền xích

a) Khoảng cách trục a , số mắt xích X và chiều dài dây xích l

Trong thiết kế thường chọn trước khoảng cách trục a . Tùy thuộc vào điều kiện cụ thể mà lựa chọn a cho phù hợp. Tuy nhiên khoảng cách trục a có ảnh hưởng đến tuổi thọ và bị giới hạn bởi góc ôm của xích trên đĩa nhỏ, thường $\alpha_1 > \alpha_{1\min} = 120^\circ$. Thực tế nếu không bị các điều kiện khác ràng buộc nên chọn $a = (30 \dots 50)p$ và $a_{\min} > 0,5(d_{a1} + d_{a2}) + (30 \dots 50)p$ (4.1)

Với d_{a1} và d_{a2} là đường kính ngoài của đĩa xích dẫn và bị dẫn (xem kết cấu đĩa xích [4]). Sau khi chọn được a theo (4.1), chiều dài dây xích tính theo công thức (4.2a), số mắt xích X (4.2b) và tính chính xác lại khoảng cách trục a (4.2c) sau đây:



$$l = 2a + \frac{1}{2}(z_2 + z_1) + \frac{(z_2 - z_1)^2}{4\pi^2 a} \quad (4.2a)$$

$$X = \frac{1}{p} = \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a} \quad (4.2b)$$

Sau khi xác định được X theo (4.2b) cần lấy X số chẵn gần nhất và tốt nhất không nên chọn là bội số của số răng đĩa xích và xác định a theo công thức sau:

$$a = \frac{1}{4} \left[X - \frac{z_2 - z_1}{2} + \sqrt{\left[X - \frac{z_2 - z_1}{2} \right]^2 - \frac{8(z_2 - z_1)^2}{4\pi^2}} \right] \quad (4.2c)$$

Khi xác định được a theo (4.2c) cần giảm a một lượng $\Delta a = (0,002 \dots 0,004)a$ (tránh dây xích bị căng quá mức).

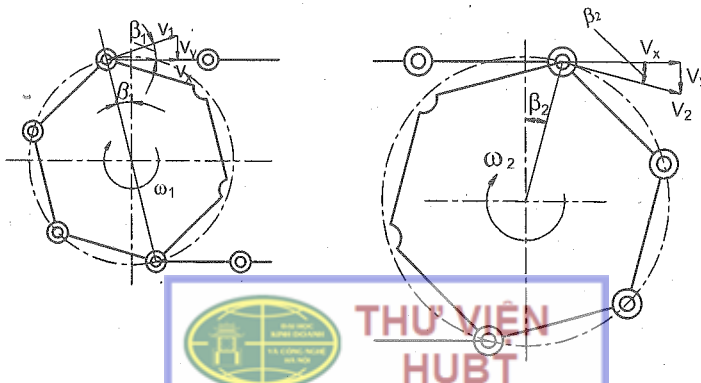
b) Vận tốc và tỷ số truyền

Khi làm việc, vận tốc trung bình của bộ truyền xích có thể xác định theo

$$\text{công thức sau: } v = \frac{z_1 n_1 p}{60.1000} [\text{m/s}] \quad (4.3)$$

$$\text{Suy ra tỷ số truyền trung bình } u: u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (4-4)$$

Tuy nhiên do phương của dây xích thay đổi (hình 4.3) nên vận tốc dây xích thay đổi theo dẫn đến vận tốc của đĩa bị dẫn cũng thay đổi và tỷ số truyền của xích thay đổi tức thời (có thể nhận ra điều này bằng cách xét sự ăn khớp của dây xích với răng đĩa (hình 4.3)). Ở thời điểm đang xét, vận tốc của dây xích được chia làm hai thành phần là $v_x = v_1 \cos \beta_1$ và $v_y = v_1 \sin \beta_1$. Suy ra vận tốc đĩa bị dẫn $v_2 = v_x / \cos \beta_2$ và $n_2 = v_1 \cdot \cos \beta_1 / z_2 \cdot p \cdot \cos \beta_2$ thay đổi với: $-0,5\varphi_1 < \beta_1 < 0,5\varphi_1$; $i = 1; 2$.

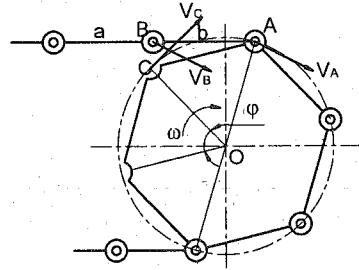


Hình 4.3a. Vận tốc của dây xích

Do đó mặc dù $n_1 = \text{const}$ nhưng n_2 cũng thay đổi và làm cho tỷ số truyền tức thời của xích thay đổi theo và xác định theo công thức:

$$u_{tt} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2 \cos \beta_2}{z_1 \cos \beta_1}$$

Rõ ràng khi z càng nhỏ thì sự thay đổi của u_{tt} càng lớn, va đập của xích vào răng đĩa cũng tăng lên làm cho bộ truyền xích làm việc ồn, tải trọng va đập tăng. Trên hình 4.3b cho thấy tại thời điểm đang xét, vận tốc của bản lề



Hình 4.3b. Va đập của mắt xích

B và vận tốc của răng đĩa C không trùng phương vì vậy khi vào răng đĩa C gây nên va đập. Va đập gây nên tiếng ồn, làm tải trọng tăng lên, vì vậy cần giảm thiểu tối đa hiện tượng này khi thiết kế bộ truyền xích. Muốn vậy cần giảm khối lượng mắt xích (chọn xích có p nhỏ), giảm gia tốc khi va đập bằng cách giảm tốc độ quay n_1 và chọn p nhỏ (đã chứng minh được năng lượng va đập phụ thuộc vào n_1 và p theo quan hệ sau $E_d \approx n_1^2 \cdot p^3$).

4.2.2. Tải trọng và lực tác dụng lên trục F_r

Tương tự như trong bộ truyền đai, khi bộ truyền xích làm việc trên các nhánh dây xích xuất hiện các lực F_1 (trên nhánh căng) và trên nhánh chùng là lực F_2 các lực này phụ thuộc vào lực vòng F_t và lực căng (F_0) do trọng lượng của dây xích gây nên. Ngoài ra còn xuất hiện lực ly tâm F_v ($F_v = q_m \cdot v^2$). Thực tế bộ truyền xích làm việc với vận tốc thấp nên các lực này nhỏ so với lực kéo F_t .

Vậy lực tác dụng lên trục F_r sẽ là:

$$F_r = k_x F_t = k_x \cdot 6 \cdot 10^7 P / (z \cdot n \cdot p) \quad (4.5)$$

Trong đó:

Lực vòng F_t : $F_t = 2T_1/d_1$

k_x tùy thuộc vị trí bộ truyền, thường $k_x = 1,05 \dots 1,15$

Phương chiều của F_r xác định tương tự bộ truyền đai (xem hình 3.6).



4.3. TÍNH TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

4.3.1. Dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

Khả năng truyền công suất của bộ truyền xích được đánh giá dựa trên các dạng hỏng sau: (1) Má xích bị hỏng do mỏi dưới tác dụng lặp đi lặp lại của lực căng ở các nhánh xích; (2) Mòn bản lề xích do ma sát giữa chốt và máng lót, răng đĩa bị mòn do ma sát giữa răng đĩa và con lăn; (3) Má bị đứt hoặc chốt bị gãy do quá tải đột ngột. Trong các dạng hỏng trên thì mòn bản lề xích là dạng hỏng chủ yếu. Nguyên nhân gây nên mòn bản lề xích là do áp suất trong bản lề xích, bề mặt chốt và máng lót có chuyển động trượt khi các mắt xích vào ăn khớp với răng đĩa và vấn đề bôi trơn bản lề xích. Khi bản lề xích bị mòn thì bước xích tăng lên 1 lượng Δp và dây xích tăng lên $\Delta l = X \cdot \Delta p$ làm cho dây xích bị chùng xuống (còn gọi là hiện tượng “dão” xích) và để xích làm việc bình thường cần phải tăng khoảng cách trục lên 1 lượng tương ứng Δa bằng bộ phận căng xích. Ngoài ra mòn bản lề xích còn gây nên hiện tượng xích tuột khỏi răng đĩa rất nguy hiểm khi lượng mòn vượt quá trị số cho phép (thường $[\Delta p] = (1,5\% \dots 2\%)p$) hoặc khi đĩa xích có $z_2 > z_{2max}$.

Để hạn chế dạng hỏng mòn bản lề xích, cách tốt nhất là tính xích theo điều kiện bền mòn ($p_0 \leq [p_0]$). Ngoài ra cần chú ý đến vấn đề bôi trơn, bảo dưỡng xích trong quá trình sử dụng cũng như chọn các thông số hợp lý như số răng đĩa xích, khoảng cách trục khi thiết kế bộ truyền xích.

4.3.2. Tính xích theo độ bền mòn

Điều kiện bền mòn được viết như sau:

$$p_0 = \frac{K \cdot K_d \cdot F_t}{A} \leq [p_0] \quad (a)$$

Trong đó: $A = d_c b \approx 0,28p^2$ là diện tích hình chiếu của bản lề xích.

$[p_0]$: là áp suất cho phép xác định bằng thực nghiệm tương ứng với p khi $z_{01}=25$ và $n_{01}= 50; 200; 400; 600 \dots$ vòng/phút (xem bảng 4.1).

K_d là hệ số tải trọng động, bảng 3.4.

K là hệ số điều kiện sử dụng phụ thuộc vào điều kiện làm việc thực tế của bộ truyền đang thiết kế và được xác định như sau:

$$K = K_0 \cdot K_a \cdot K_{dc} \cdot K_{bt} \cdot K_c \quad (4.6)$$

Với: K_0 là hệ số xét đến ảnh hưởng của vị trí bộ truyền so với đường nằm ngang. Thường nếu $\beta < 60^\circ$ lấy $K_0 = 1$ và $\beta > 60^\circ$ lấy $K_0 = 1,25$.

K_a là hệ số xét đến ảnh hưởng của khoảng cách trục a hay chiều dài xích đến tuổi thọ về mòn. Nếu a tăng thì xích mòn chậm hơn nhưng với Δp đã cho thì xích bị “dão” nhanh hơn, thường chọn k_a theo a như sau:

$$K_a = 1 \text{ khi } a = (30 \dots 50)p$$

$$K_a = 1,25 \text{ khi } a < 25p$$

$$K_a = 0,8 \text{ khi } a > (60 \dots 80)p$$

K_{dc} là hệ số xét đến ảnh hưởng của phương pháp căng xích.

Nếu căng xích bằng cách thay đổi a thì $K_{dc} = 1,0$; Nếu căng xích bằng con lăn thì $K_{dc} = 1,10$ và nếu không có bộ phận căng xích thì $K_{dc} = 1,25$.

K_{bt} là hệ số xét đến ảnh hưởng của phương pháp bôi trơn. Tùy thuộc vào phương pháp bôi trơn xích mà có thể chọn K_{bt} như sau:

Nếu bôi trơn định kỳ hoặc gián đoạn thì $K_{bt} = 1,5$; nếu bôi trơn không liên tục hoặc nhỏ giọt (dầu được cung cấp định kỳ ít nhất 8 giờ 1 lần) thì $K_{bt} = 1$ và nếu bôi trơn liên tục (bằng cách ngâm dây xích hoặc đĩa xích vào thùng dầu hoặc bơm 1 dòng dầu liên tục vào dây xích) thì $K_{bt} = 0,8$.

K_c là hệ số xét đến số ca làm việc. Nếu số ca làm việc là 1; 2 và 3 thì K_c tương ứng sẽ là $K_c = 1$; 1,12 và 1,45.

Có thể viết lại (a) dưới dạng khác: $F_t \leq [p_0]A / K \cdot K_d$ (b)

Công suất trên đĩa xích dẫn có thể xác định như sau:

$$P_1 = \frac{F_t v}{1000} = \frac{[p_0] A}{1000 K \cdot K_d} \frac{z_1 n_1 p}{60 \cdot 1000} \quad (c)$$

$$\text{và đặt } [P] = \frac{[p_0] A z_{01} n_{01} p}{6 \cdot 10^7} \quad \text{và } K_z = \frac{25}{z_1}; K_n = \frac{n_{01}}{n_1} \quad (d)$$

với $[P]$ là công suất cho phép của xích 1 dãy có bước p được xác định bằng TN (hệ số điều kiện sử dụng $K = 1$ và tuổi thọ khoảng 15000 giờ) với z_{01} và n_{01} (xem bảng 4.1); k_n là hệ số vòng quay đĩa dẫn và k_z là hệ số số răng đĩa dẫn (các hệ số k_n và k_z đều có thể xác định được khi biết z_1 và chọn trước n_{01}).

Thay (c) và (d) vào (b), ta được:

$$P_t = P_1 \cdot K \cdot K_d \cdot K_n \cdot K_z \leq [P] \quad (4.7)$$

(4.7) là công thức để chọn bước xích (với xích 1 dãy) theo điều kiện bền mòn. Để chọn được bước xích p , cần chọn trước n_{01} , tính K_n và K_z . Từ điều kiện làm việc cụ thể xác định được hệ số điều kiện sử dụng K . Sau khi tính được P_t theo công thức (4.7), dựa vào bảng trị số công suất cho phép (bảng 4.1) ta chọn được bước xích p . Bước xích chọn theo (4.7) thỏa mãn điều kiện bền mòn, tuy nhiên bước xích vừa chọn có thể lớn vì vậy cần kiểm tra điều kiện $p < p_{\max}$, trong đó $p_{\max}$ được tra bảng phụ thuộc vào n_1 (bảng 4.2).

Khi $p > p_{\max}$ cần giảm bước xích bằng cách dùng xích nhiều dãy. Khi đó cần chọn trước bước xích p thỏa mãn điều kiện $p < p_{\max}$, dự đoán trước số dãy xích để có K_x tương ứng và tính được P_t theo (4.8) như sau:

$$P_t = \frac{P_1 \cdot K \cdot K_d \cdot K_n \cdot K_z}{K_x} \quad (4.8)$$

Và số dãy xích x được xác định theo công thức sau:

$$x \geq \frac{P_t}{[P]} = \frac{P_1 \cdot K \cdot K_d \cdot K_n \cdot K_z}{[P] \cdot K_x} \quad (4.9)$$

Sau đó lấy x nguyên, với $[P]$ là công suất cho phép của xích có bước p và K_x là hệ số xét đến ảnh hưởng của số dãy xích. Nếu số dãy xích $x = 1; 2; 3$ và 4 thì K_x tương ứng như sau: $K_x = 1; 1,7; 2,5$ và 3 .

Bảng 4.1. Công suất cho phép (trong điều kiện TN) của xích ống con lăn

Bước xích p , mm	đường kính chốt d_c , mm	Chiều dài ống B , mm	Công suất cho phép $[P]$, kW, khi số vòng quay đĩa nhỏ n_{01} , vg/ph							
			50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7	3,66	5,80	0,19	0,68	1,23	1,68	2,06	2,42	2,72	3,2
12,7	4,45	8,90	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	4,52	5,06	5,95
12,7	4,45	10,11	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	5,74	6,43	7,55
15,875	5,08	11,30	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	7,34	8,22	9,65
15,875	5,08	13,28	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	9,63	10,8	12,7
19,05	5,96	17,75	1,41	4,80	8,38	11,4	13,5	15,3	16,9	19,3
25,4	7,95	22,61	3,20	11,0	19,0	25,7	30,7	34,7	38,3	43,8
31,75	9,55	27,46	5,83	19,3	32,0	42,0	49,3	54,9	60,	—
38,1	11,12	35,46	10,5	34,8	57,7	75,7	88,9	59,2	108	—
44,45	12,72	37,19	14,7	43,7	70,6	88,3	101	—	—	—
50,8	14,29	45,21	22,9	68,1	110	138	157	—	—	—

Bảng 4.2. Trị số của bước xích lớn nhất cho phép $p_{\max}$

	Số vòng quay n_1 , vg/ph							
	1250	1000	900	800	630	500	400	300
Xích ống và xích ống con lăn khi $z_1 \geq 15$								
Đối với xích răng khi $z_1 \geq 17$	3300	2650	2000	1650	1320	—	—	—
Bước xích lớn nhất cho phép $p_{\max}$, mm	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8

Đối với xích răng, chiều rộng B được xác định theo công thức sau:

$$B \geq \frac{10PKK_d K_z K_n}{[P]} \quad (4.10)$$

Trong đó $[P]$ là công suất cho phép ứng với chiều rộng $B = 10\text{mm}$ (bảng 4.3).

Bảng 4.3. Công suất cho phép (trong điều kiện TN) của xích răng

Bước xích p, mm	$[P]$ khi số vòng quay đĩa nhỏ n_{01} , vg/ph							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7	0,13	0,49	0,88	1,23	1,53	1,80	1,97	2,28
15,875	0,19	0,69	1,25	1,72	2,15	2,52	2,76	3,32
19,05	0,28	0,98	1,74	2,30	2,79	3,20	3,50	4,00
25,4	0,46	1,59	2,79	3,71	4,52	5,12	5,60	6,40

4.3.3. Ưu nhược điểm và phạm vi ứng dụng

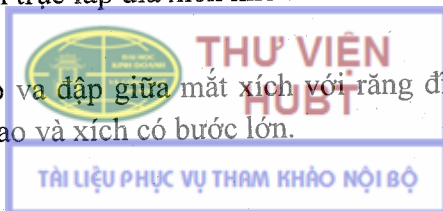
Từ cấu tạo và nguyên lý làm việc chúng ta có thể đưa ra một số ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng của bộ truyền xích như sau:

a) Ưu điểm:

- Khả năng tải của bộ truyền xích lớn hơn so với bộ truyền đai.
- Tỷ số truyền ổn định và lớn hơn so với bộ truyền đai.
- Hiệu suất truyền động cao hơn, thường $\eta = 0,95 \dots 0,97$.
- Lực tác dụng lên trục lắp đĩa xích nhỏ hơn so với trục có lắp bánh đai.

b) Nhược điểm

- Làm việc ồn do va đập giữa mắt xích với răng đĩa đặc biệt khi xích làm việc với vận tốc cao và xích có bước lớn.



– Bảo quản, chăm sóc khá phức tạp.

Do dây xích được chế tạo theo tiêu chuẩn nên giá thành tương đối thấp. Bộ truyền xích được sử dụng khi khoảng cách giữa hai trục khá xa ($a_{\max} = 8\text{mm}$), hoặc từ 1 trục đến nhiều trục công tác khác nhau (trong các máy gặt đập, máy chế biến thực phẩm,...), với công suất truyền có thể đến vài chục kW, tốc độ $n < 500\text{vg/ph}$ và tỷ số truyền $u < 5$ (cá biệt có thể lên tới 10). Trong các hệ dẫn động, bộ truyền xích thường được bố trí ở trục ra của hộp giảm tốc nơi có tốc độ thấp hơn so với trục vào. Ngoài ra với xích ống con lăn còn được sử dụng trong nối trục xích.

4.4. CÁC BƯỚC THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH

A – Dữ liệu thiết kế (tương tự bộ truyền đai)

B – Các bước thiết kế

1. Chọn loại xích
2. Xác định các thông số cơ bản:
Chọn số răng z_1 và tính z_2 .
Chọn bước xích p .
Xác định khoảng cách trục a và chiều dài dây xích l .
3. Tính kiểm nghiệm xích
4. Xác định lực tác dụng lên trục
5. Kết cấu đĩa xích.

C – Các ví dụ

Thiết kế bộ truyền xích ống con lăn biết:

$P_1 = 1,94\text{kW}$; $n_1 = 79,27\text{vg/ph}$; tỷ số truyền $u = 2$; bộ truyền nghiêng góc $= 40^\circ$.

1. Chọn loại xích

Do công suất truyền P_1 nhỏ, vận tốc thấp nên ta có thể chọn xích con lăn.

2. Xác định các thông số của bộ truyền xích

– Chọn số răng đĩa xích

Chọn số răng đĩa dẫn z_1 :

Tính sơ bộ z_1 theo công thức sau: $z_1 = 29 - 2u = 29 - 2 \cdot 2 = 25$



Trong đó $u = 2$. Số răng $z_1 > z_{1\min} = 17 \dots 19$ và nên chọn z_1 lẻ. Do không yêu cầu về kích thước khuôn khổ nên ta chọn $Z_1 = 25$.

Số răng đĩa lớn: $z_2 = u.z_1 = 2.25 = 50$

Thỏa mãn điều kiện: $z_2 = 50$ răng $< z_{\max} = 120$

– Chọn bước xích p theo điều kiện bền mòn.

Tính công suất tính toán: $P_t = P_1.K_d.K_n.K_z$

Trong đó:

P_1 công suất truyền trên đĩa dẫn và $P_1 = 1,94 \text{ kW}$

$K_d = 1,25$ (CĐLV và đập nhẹ).

K là hệ số điều kiện sử dụng xích xác định theo công thức:

$$K = K_0 K_a K_{dc} K_{bt} K_c$$

Với các hệ số điều kiện sử dụng xác định như sau:

Do đường tâm các đĩa xích làm với phương ngang một góc $< 60^\circ$ nên $K_0 = 1$

Chọn $a = (30 \dots 50)p$ nên $K_a = 1$

Do không điều chỉnh được khoảng cách trục a nên $K_{dc} = 1,25$ (do bộ truyền xích nằm trong HDD trên nên nếu chọn phương pháp điều chỉnh độ căng của xích thì kết cấu sẽ rất phức tạp).

Chọn phương pháp bôi trơn định kỳ nên $K_{bt} = 1,5$

Với chế độ làm việc va đập nhẹ nên lấy $K_d = 1,2$

Do bộ truyền làm việc 2 ca nên $K_c = 1,25$

Vậy ta có $K = K_0 K_a K_{dc} K_{bt} K_c = 1.1.1,25.1,5.1,25 = 2,34$

K_z là hệ số răng: $K_z = z_{01} / z_1 = 25 / 25 = 1$

K_n hệ số vòng quay: $K_n = n_{01} / n_1 = 50 / 79,27 = 63$

Vậy: $P_t = P_1 K_d K K_z K_n = 1,94.1,25.2,34.1.0,63 = 3,52 (\text{kW})$

Dựa vào bảng 4.1 ứng với $n_{01} = 50 \text{ vg/ph}$ và $[P] = 3,2 \text{ kW}$ tra ngược và được $p = 25,4 \text{ mm}$. Tuy nhiên do $P_t = 3,52 \text{ kW} > [P] = 3,2 \text{ kW}$ nên có thể tăng z_1 lên 27, khi đó $K_z = z_{01}/z_1 = 25/27 = 0,925$ và $P_t = P_1 K_d K K_z K_n = 1,94.1,25.2,34.0,925.0,63 = 3,17 (\text{kW}) < 3,2 \text{ kW}$.

Vậy chọn bước xích $p = 25,4 \text{ mm}$.

Đồng thời theo bảng 4.2 ứng với $n_1 = 79,27 \text{ vg/ph}$ tìm được $p_{\max} = 50,8 \text{ mm}$. Vậy bước xích của bộ truyền chọn thỏa mãn điều kiện:

$$p = 25,4 \text{ mm} < p_{\max} = 50,8 \text{ mm} \text{ (xích làm việc êm)}$$

Số răng đĩa xích bị dẫn lúc này sẽ là: $z_2 = u.z_1 = 2.27 = 54$.

– Xác định khoảng cách trục a :

Sơ bộ ta chọn khoảng cách trục: $a = 40.p = 40.25,4 = 1016 \text{ mm}$

Số mắt xích X xác định theo công thức sau:

$$X = \frac{1}{p} = \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a} = 80 + \frac{27+54}{2} + \left(\frac{54-27}{2.3,14} \right)^2 \cdot \frac{1}{40} = 120,96$$

Lấy số mắt xích chẵn $X = 120$

Tính chính xác khoảng cách trục theo công thức:

$$a = 0,25p \left\{ X - 0,5(z_1 + z_2) + \sqrt{[X - 0,5(z_1 + z_2)]^2 - 2 \left[(z_2 - z_1) / \pi \right]^2} \right\}$$

Thay số ta có:

$$a = 0,25.25,4 \left\{ 120 - 0,5(27 + 54) + \sqrt{[120 - 0,5(z_1 + z_2)]^2 - 2 \left(\frac{z_2 - z_1}{\pi} \right)^2} \right\} \\ = 1003,7\text{mm}$$

Để xích không bị căng quá lớn cần giảm a một lượng bằng:

$$\Delta a = 0,0025a = 3,7\text{mm}$$

Vậy lấy $a = 1000\text{mm}$.

3. Kiểm nghiệm số lần va đập của xích theo công thức sau:

$$i = z_1 n_1 / 15x < [i]$$

$$i = z_1 n_1 / 15x = 27.79,27 / 15.120 = 1,18 < [i] = 30$$

Ứng với $p = 25,4\text{mm}$ được $[i] = 30$. Vậy xích làm việc êm.

4. Tính kết cấu đĩa xích

– Xác định kích thước đĩa xích:

Các kích thước cơ bản của bộ truyền xích

Thông số	Ký hiệu	Công thức tính	Kết quả	
			Đĩa dẫn	Đĩa bị dẫn
Bước xích	p		25,4	25,4
Số răng đĩa xích	z		27	54
Đường kính vòng chia	d	$d = p / \sin(\pi/z)$	218,79	436,84
Đường kính vòng đỉnh răng	d_a	$d_a = p[0,5 + \cotg(\pi/z)]$	230	448,8
Đường kính vòng đáy răng	d_f	$d_f = d - 2r$	202,79	420,84
Đường kính vành đĩa	d_v	$d_v = p \cotg(\pi/z) - 1,2h$ với $h = 24,2$		
Góc	φ	$\varphi = 360^\circ / z$	$13^\circ 20'$	$6^\circ 40'$
	α	$\alpha = 55^\circ - 60^\circ / z$	$52^\circ 47'$	$53^\circ 54'$
	β	$2\beta = 18^\circ - 60^\circ / z$	$2\beta = 15^\circ 47'$	$2\beta = 16^\circ 54'$
	γ	$\gamma = 17^\circ - 64^\circ / z$	$14^\circ 38'$	$15^\circ 49'$
Đường kính con lăn d_l	d_l	với $p = 25,4$: $d_l = 15,88\text{mm}$		
Bán kính đáy	r	$r = 0,5025d_l + 0,05$	8	8

Thông số	Ký hiệu	Công thức tính	Kết quả	
			Đĩa dẫn	Đĩa bị dẫn
Bán kính profile răng	r_1 r_2	$r_1 = 0,8d_1 + r$ $r_2 = d_1(0,8\cos\beta + 1,24\cos\gamma - 1,3025) - 0,05$	20,7	20,7
Bán kính góc lượn	r_3 r_4	$r_3 = 1,7d_1$ $r_4 = 1,5$ khi $p < 31,1$	$r_3 = 25$ 1,5	$r_3 = 25$ 1,5
Tọa độ tâm O_1 Tọa độ tâm O_2	x_1 y_1 x_2 y_2 y_3	$x_1 = 0,8d_1 \sin\alpha$ $y_1 = 0,8d_1 \cos\alpha$ $x_2 = 1,24d_1 \sin(\pi/z)$ $y_2 = 1,24d_1 \cos(\pi/z)$ $y_3 = 0,8d_1$		
Chiều dài đoạn profile thẳng	f_q	$f_q = d_1(1,24\sin\gamma - 0,8\sin\beta)$		
Chiều rộng răng đĩa	b	$b = 0,93B - 0,15\text{mm}$ (xích 1 dây) Với $p = 25,4\text{mm}$ thì $B = 15,88\text{mm}$	14,5	14,5

– Kết cấu đĩa xích (xem [4], [5]).

5. Xác định lực tác dụng lên trục (theo phương giữa hai đường nối tâm trục)

$$F_r = k_x \cdot F_t = 1,15 \cdot 2143,3\text{N} = 2464,5\text{N}$$

Lực này được phân ra theo hai phương F_{rx} và F_{ry} .

$$F_{rx} = 1888,7\text{N} \text{ và } F_{ry} = 1584,1\text{N}.$$

Trong đó: k_x là hệ số kể đến trọng lượng xích.

Bộ truyền đặt nằm nghiêng góc 40° nên $k_x = 1,15$.



CÂU HỎI ÔN TẬP

Câu 1.

- a) Tại sao phải hạn chế số răng đĩa xích nhỏ và lớn. Khi thiết kế nên chọn số răng đĩa xích như thế nào?
- b) Vì sao số mắt xích phải là một số chẵn nhưng số răng đĩa xích nhỏ nên chọn lẻ?
- c) Khi thiết kế bước xích nên chọn như thế nào? Khi nào nên dùng xích nhiều dãy?
- d) Chứng minh rằng tỷ số truyền bộ truyền xích là một đại lượng thay đổi. Nêu ảnh hưởng của sự thay đổi tỷ số truyền đến đặc tính làm việc của bộ truyền xích và các giải pháp khắc phục.

Câu 2. Trình bày phương pháp tính xích theo độ bền mòn. Giải thích ý nghĩa và cách xác định các đại lượng trong các công thức (4.7) và (4.9) và (4.10). Nêu cách sử dụng các công thức trên.

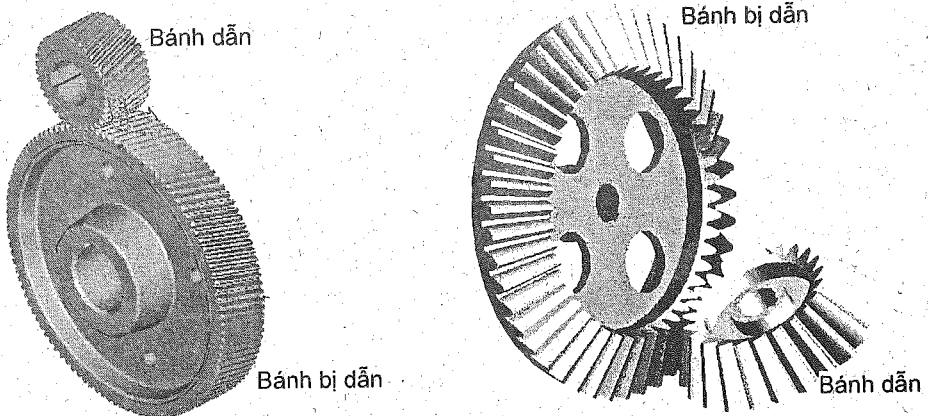


Chương 5

TRUYỀN BÁNH RĂNG

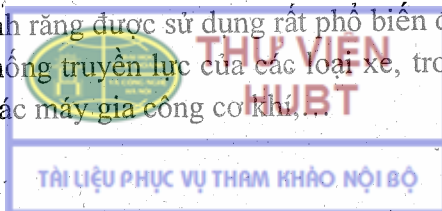
5.1. KHÁI NIỆM CHUNG

5.1.1. Cấu tạo và nguyên lý làm việc



Hình 5.1a. Truyền động bánh trụ răng nghiêng Hình 5.1b. Truyền động bánh răng côn

Trên hình 5.1a là bộ truyền bánh trụ răng nghiêng dùng để truyền chuyển động và lực giữa hai trục song song và hình 5.1b là bộ truyền bánh răng côn dùng để truyền chuyển động và lực giữa hai trục vuông góc với nhau. Lực và vận tốc được truyền từ bánh răng dẫn sang bánh răng bị dẫn nhờ sự ăn khớp giữa các răng với nhau. Đây thuộc loại truyền động ăn khớp trực tiếp vì vậy nó có nhiều ưu điểm vượt trội so với các loại truyền khác (làm việc ổn định, tin cậy và tuổi thọ cao, kích thước nhỏ gọn và hiệu suất cao,...). Do vậy, truyền động bánh răng được sử dụng rất phổ biến để dẫn động trong các máy như trong hệ thống truyền lực của các loại xe, trong các máy công tác như băng tải, trong các máy gia công cơ khí, ...

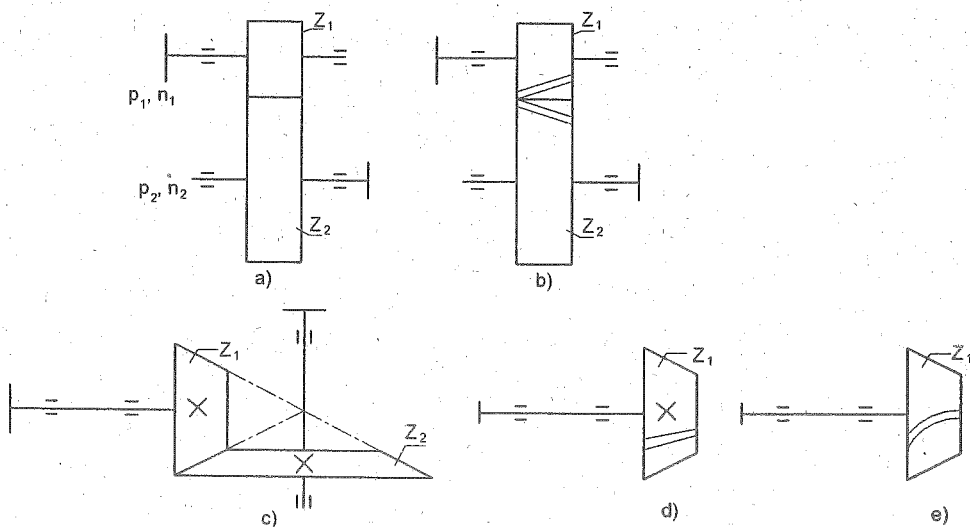


5.1.2. Các loại truyền động bánh răng

Trong thực tế sử dụng, chúng ta gặp rất nhiều loại truyền động bánh răng khác nhau. Trong các loại bánh răng thì dạng răng thân khai được sử dụng nhiều nhất vì vậy trong khuôn khổ tài liệu này chỉ giới hạn loại bánh răng này. Có thể phân loại truyền động bánh răng như sau:

a) Theo vị trí giữa hai đường tâm trục

– Truyền động giữa hai trục song song (quay cùng chiều hay ngược chiều), bao gồm các loại truyền động bánh trụ răng thẳng hoặc bánh trụ răng nghiêng (hình 5,2ab). Truyền động bánh trụ răng thẳng có thể ăn khớp ngoài hoặc ăn khớp trong (khi cần hai trục quay cùng chiều, nếu muốn sử dụng bánh trụ răng thẳng ăn khớp ngoài thì phải lắp thêm bánh răng trung gian).



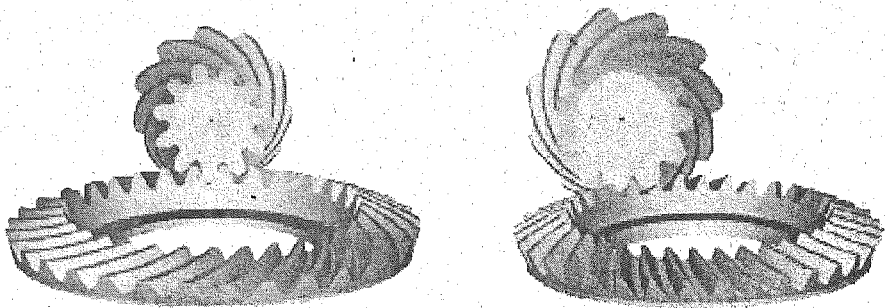
Hình 5.2a,b. Bánh răng trụ: Răng thẳng và răng nghiêng

- a) Bánh răng trụ răng thẳng ăn khớp ngoài; b) Bánh răng trụ răng nghiêng;
c) Truyền động bánh răng côn răng thẳng; d) Truyền động bánh răng côn răng nghiêng;
e) Truyền động bánh răng côn răng cong tròn.

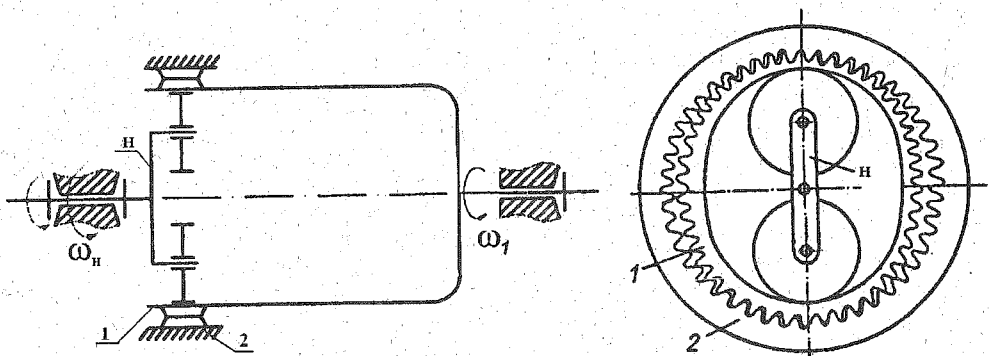
Truyền động bánh răng trụ chéo cho phép truyền chuyển động giữa hai trục chéo nhau.

– Truyền động giữa hai trục cắt nhau và thường là 90° , bao gồm các loại truyền động bánh côn răng thẳng; bánh côn răng nghiêng hoặc bánh côn

răng cong dạng cung tròn (hình 5.2cde). Trong đó phổ biến nhất là truyền động bánh côn răng thẳng. Khi yêu cầu cao về độ tin cậy, kích thước nhỏ gọn và làm việc với vận tốc lớn nhưng ít ồn thì sử dụng truyền động bánh côn răng cong (hình 5.2g). Còn truyền động bánh côn răng nghiêng ít được sử dụng (để bộ truyền truyền động bánh răng côn làm việc tốt ngoài việc chế tạo chính xác các bánh răng, vị trí hai đường trục lắp bánh răng thì khi lắp ráp cần đảm bảo trùng đỉnh (đỉnh của hai mặt nón lặn trùng nhau) và chính là giao của hai đường tâm trục). Riêng truyền động bánh răng côn dạng Hypoit chỉ sử dụng khi hai trục lệch tâm (hình 5.2g) và truyền động bánh răng sóng (hình 5.2h).



Hình 5.2g. Bánh côn răng cong và bánh răng hypoit



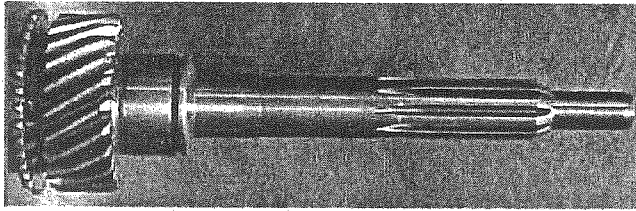
Hình 5.2h. Truyền động bánh răng sóng

1. Khâu mềm; 2. Khâu cứng; H. Khâu tạo sóng.

b) Theo kết cấu bánh răng

Tùy thuộc vào kích thước bánh răng và đường kính đoạn trục lắp bánh răng mà ta có thể gặp bánh răng liền trục (hình 5.3) và dạng bánh răng rời

trục. Trong bánh răng rời trục thì tùy thuộc vào kích thước bánh răng mà có thể thiết kế các dạng kết cấu khác nhau: dạng đĩa đặc (bánh răng dẫn trong hình 5.1a), dạng đĩa mỏng nối giữa vành răng với may ơ bánh răng khi phôi chế tạo bánh răng có đường kính từ 125mm đến 250mm (bánh răng bị dẫn trong hình 5.1ab) hoặc khi kích thước bánh răng rất lớn, để giảm trọng lượng thì đĩa được thay bằng các nan hoa. Các kích thước cơ bản tạo nên kết cấu bánh răng có thể tham khảo trong các tài liệu [4].

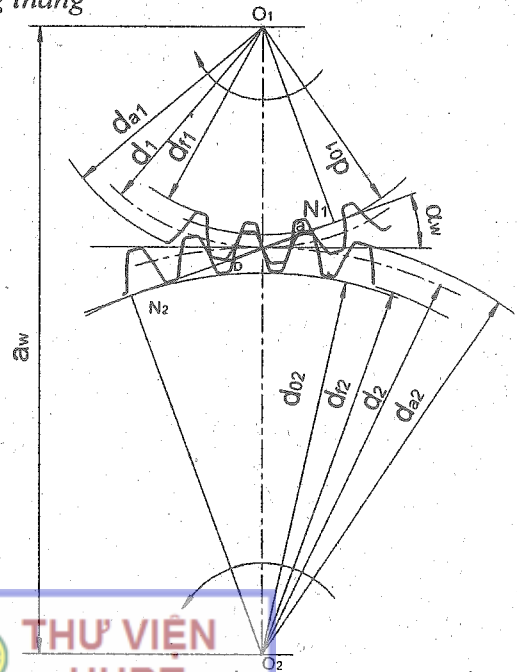


Hình 5.3. Bánh răng liền trục

5.1.3. Thông số hình học chủ yếu của bộ truyền bánh răng

a) Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

Quá trình hình thành bề mặt răng đã được đề cập trong giáo trình “Nguyên lý máy” vì vậy ở đây chỉ nêu lên một số thông số chính cần thiết cho quá trình thiết kế chế tạo bánh răng. Trên hình 5.4ab trình bày các kích thước cơ bản và các thuật ngữ cấu tạo nên răng của bánh răng trụ thẳng. Sau đây sẽ giới thiệu về các thông số cơ bản của cặp bánh răng trụ răng thẳng.



Hình 5.4a. Các thông số hình học của bộ truyền bánh răng trụ



THƯ VIỆN
HUÂN

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

– Môđun

Môđun bánh răng được xác định theo công thức sau: $m = p/\pi$

Trong đó p là bước răng đo theo hai mặt răng liền kề (hình 5.4b) và để thuận tiện cho việc chế tạo bánh răng thì môđun được tiêu chuẩn hóa, vì vậy khi thiết kế cần chọn theo giá trị tiêu chuẩn sau:

Dãy tiêu chuẩn ưu tiên của môđun (mm): 0,3; 0,4; 0,5; 0,8; 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25...

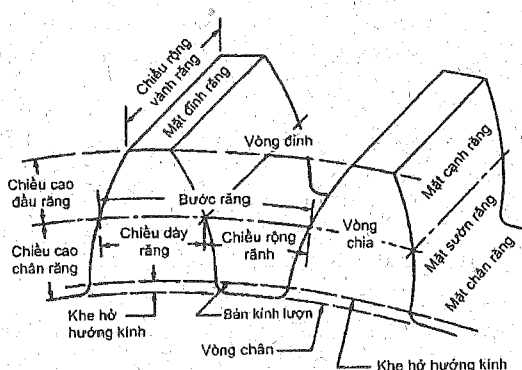
Chú ý: Riêng ở Hoa kỳ thì thông số tiêu chuẩn lại là p (bước răng).

– Số răng z_1 và z_2

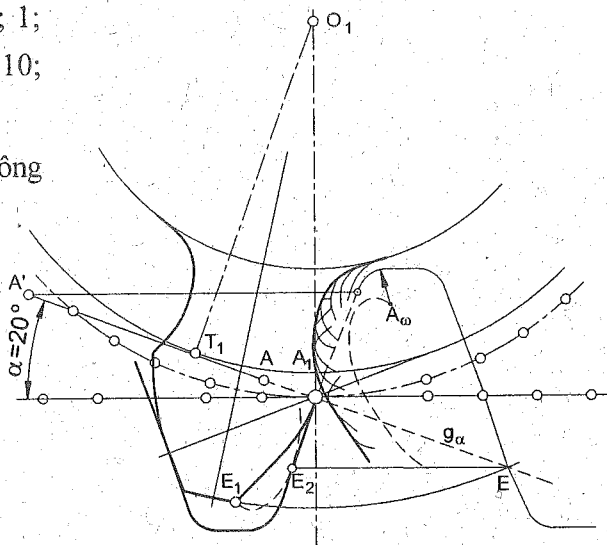
+ Số răng bánh dẫn: Để tránh hiện tượng cắt lẹm chân răng (hình 5.5) nên chọn $z_1 > z_{1min}$. Đối với bánh trụ răng thẳng thì $z_{1min} = 17$ và với bánh trụ răng nghiêng thì $z_{1min} \approx 14$.

+ Số răng bánh bị dẫn: $z_2 = u \cdot z_1$

Trong đó u là tỷ số truyền và với bộ truyền bánh răng trụ thì $u = n_1/n_2 = z_2/z_1$. (Một số nhà thiết kế khuyến cáo rằng nếu có thể nên tránh tỷ số truyền có giá trị nguyên vì khi đó sẽ có hai răng thường xuyên ăn khớp gây nên hiện tượng mòn không đều trên các răng. Ví dụ khi thiết kế bộ truyền có $u = 2$, một răng nhất định nào đó trên bánh răng nhỏ chỉ ăn khớp với 2 răng trên bánh răng lớn sau mỗi chu kỳ hai vòng quay. Để tránh hiện tượng này (nói cách khác để răng của bánh răng mòn đều hơn), ngoài việc răng bánh răng dẫn có độ rần lớn hơn thì khi thiết kế người ta sử dụng phương pháp thiết kế điều chỉnh, nghĩa là răng bánh răng lớn được tăng lên hay giảm bớt 1 răng. Khi đó tỷ số truyền sẽ khác đi chút ít



Hình 5.4b. Các kích thước cơ bản cấu tạo răng của bánh răng



Hình 5.5. Hiện tượng cắt lẹm chân răng khi $z < z_{min}$

so với yêu cầu nhưng sẽ không lớn và tốc độ đầu ra vẫn nằm trong phạm vi cho phép. Trong ví dụ trên, nếu $z_1 = 18$ thì $z_2 = 36$. Để đảm bảo răng được mòn đều hơn, ta sử dụng phương pháp thiết kế hiệu chỉnh, lấy số răng $z_2 = 37$ (tỷ số truyền sẽ là $u_t = 37/18 = 2,055$ và nếu giảm z_2 đi 1 răng thì tỷ số truyền thực sẽ là $u_t = 35/18 = 1,94$). Khi đó người thiết kế phải quyết định nên chọn phương án nào).

Khi thiết kế bộ truyền bánh răng trong HGT, bạn có thể chọn tỷ số truyền theo dãy tiêu chuẩn sau:

Dãy 1: $u = 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3$ và 8

Dãy 2: $u = 1; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9$.

– *Thông số đặc trưng của răng*

+ Góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$ (góc ăn khớp α được đưa ra bởi nhà sản xuất và có thể chọn như sau: $\alpha = 14^\circ 30'; 20^\circ$ hoặc 25° . Hiện nay sử dụng phổ biến nhất là $\alpha = 20^\circ$).

+ Chiều cao răng $h = 2,25m$

+ Chiều dày răng $s = p/2$

+ Khe hở hướng kính $c_0 = 0,25m$

+ Khe hở cạnh răng (nếu chiều dày răng được chế tạo bằng với chiều rộng rãnh răng thì trên lý thuyết phải đảm bảo độ chính xác tuyệt đối, mặt khác khi đó sẽ không có khoảng trống để bôi trơn bề mặt răng. Để giải quyết các vấn đề trên, trong thực tế các bánh răng được chế tạo có chiều rộng rãnh răng lớn hơn một chút so với chiều dày răng và được gọi là *khe hở cạnh răng*. Độ lớn của khe hở cạnh răng phụ thuộc vào độ chính xác yêu cầu của cặp bánh răng cũng như kích thước của bánh răng. Trên thực tế nó là một giải pháp thiết kế nhằm cân bằng giữa giá thành sản xuất với khả năng làm việc mong muốn. Để tạo khe hở cạnh răng, dụng cụ cắt tạo hình răng có thể được tiến sâu hơn vào phôi bánh răng so với lý thuyết trên một hoặc cả hai bánh răng ăn khớp hoặc khe hở cạnh răng có thể được thực hiện bằng cách điều chỉnh khoảng cách trục đến một giá trị lớn hơn giá trị lý thuyết). Bảng 5.1 dưới đây giới thiệu về việc chọn khe hở cạnh răng (trích từ AGMA 2002–B88 Standard, Tooth Thickness, Specification and Measurement).

Bảng 5.1. Giá trị khe hở cạnh răng nên chọn tùy thuộc vào môđun và khoảng cách tâm

Môđun, m	Khoảng cách tâm a (mm)				
	50	100	200	400	800
1,5	0,13	0,16	–	–	–
2	0,14	0,17	0,22	–	–
3	0,18	0,20	0,25	0,35	–
5	–	0,26	0,31	0,41	–
8	–	0,35	0,40	0,50	0,7
12	–	–	0,52	0,62	0,82
18	–	–	–	0,8	1,00

– Các kích thước khác và công thức xác định

+ Đường kính bánh răng

$$\text{Đường kính vòng chia } d_i: d_i = m z_i \quad (5.1a)$$

$$\text{Đường kính vòng đỉnh } d_{ai}: d_{ai} = d_i + 2.m \quad (5.1b)$$

$$\text{Đường kính vòng chân } d_{fi}: d_{fi} = d_i - 2,5m \quad (5.1c)$$

Trong đó lấy $i = 1$ với bánh răng dẫn và $i = 2$ với bánh răng bị dẫn.

+ Khoảng cách trục:

$$\text{Cặp bánh răng tiêu chuẩn: } a = 0,5m(z_2 \pm z_1) \quad (5.2a)$$

$$\text{Cặp bánh răng dịch chỉnh: } a_w = a + y.m = a + (x_2 \pm x_1 - \Delta y)m \quad (5.2b)$$

Với x_1 và x_2 là hệ số dịch chỉnh của bánh răng nhỏ và bánh răng lớn; a là khoảng cách trục tính theo thông số bộ truyền và a_w là khoảng cách trục chọn trước theo yêu cầu. *Như vậy trong bộ truyền bánh trụ răng thẳng, muốn đảm bảo khoảng cách trục a_w cho trước thì phải tiến hành dịch chỉnh với hệ số dịch chỉnh x_1 và x_2 .*

b) Bộ truyền bánh trụ răng nghiêng

Trong bộ truyền bánh trụ răng nghiêng do phương của răng tạo với đường tâm trục 1 góc và được gọi là góc nghiêng của răng, ký hiệu β . Nếu bánh răng có chiều rộng lớn thì các răng bao quanh phôi bánh răng theo đường xoắn ốc liên tục. Tuy nhiên do bánh răng có chiều rộng hạn chế nên các răng chỉ nghiêng đơn thuần so với trục. Mặt khác do biên dạng răng trong mặt phẳng vuông góc với cạnh răng có dạng thân khai nên các thông số về kích thước răng được đo trong tiết diện này.

Chiều nghiêng của răng có thể là nghiêng phải hoặc nghiêng trái (răng nghiêng phải sẽ hướng lên sang phải nếu đặt bánh răng trên mặt phẳng và ngược lại sẽ là răng nghiêng trái). Thông thường các bánh trụ răng nghiêng được lắp trên các trục song song nên một bánh là *răng nghiêng phải* thì bánh còn lại phải là *răng nghiêng trái* (hình 5.1a). Nếu cả hai bánh răng ăn khớp có cùng hướng nghiêng thì tạo ra cặp bánh răng trụ chéo răng nghiêng và vị trí của hai trục sẽ chéo nhau.

Môđun bánh răng: bước pháp p_n và môđun pháp m_n đo trong tiết diện pháp tuyến cạnh răng; bước ngang p_t và môđun ngang m_t đo trong tiết diện vuông góc với trục bánh răng. Có thể tính môđun ngang theo môđun pháp và góc nghiêng β như sau;

$$m_t = p_t/\pi = m/\cos\beta$$

Trong bánh trụ răng nghiêng thì giá trị môđun pháp được chọn làm giá trị tiêu chuẩn m .

Các kích thước bánh răng lần lượt xác định như sau:

$$d_i = m_t z_i = \frac{m}{\cos\beta} z_i \quad (5.3)$$

$$a = 0,5m(z_2 + z_1)/\cos\beta = a_w \quad (5.4)$$

Khi thiết kế bánh trụ răng nghiêng, người thiết kế cần chú ý đến góc nghiêng β , góc ăn khớp pháp α_n (thường $\alpha_n = \alpha$ của bánh trụ răng thẳng) và góc ăn khớp ngang α_{tw} . Người thiết kế phải xác định góc nghiêng β và một trong hai góc ăn khớp, góc ăn khớp còn lại xác định nhờ quan hệ sau:

$$\tan\alpha_n = \tan\alpha_{tw} \cdot \cos\beta \quad (5.5)$$

Ví dụ: Bộ truyền bánh trụ răng nghiêng có $\alpha_n = 20^\circ$; góc nghiêng $\beta = 18^\circ$. Xác định góc ăn khớp ngang α_{tw} .

Từ (5.5) suy ra: $\tan\alpha_{tw} = \tan\alpha_n/\cos\beta = \tan(20^\circ)/\cos(18^\circ) = 0,3827$

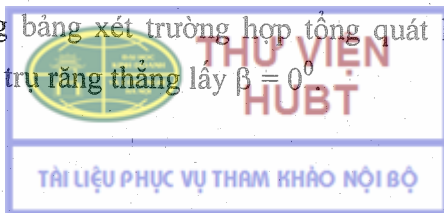
$$\alpha_{tw} = \arctan(0,3827) = 20,94^\circ.$$

Khuyến cáo:

– Góc nghiêng β được chọn tùy từng thiết kế cụ thể nhưng cần đạt được sự cân bằng giữa ưu điểm và nhược điểm của bánh răng nghiêng, thường trong khoảng từ 10° đến 20° , trong 1 số trường hợp có thể chọn lớn hơn. Với bánh răng chữ V thì β có thể chọn trong khoảng $30^\circ \dots 40^\circ$ và cần đảm bảo điều kiện $\varepsilon_\beta = b \cdot \sin\beta / \pi \cdot m_n > 1$.

– Với bộ truyền bánh trụ răng nghiêng, muốn đảm bảo khoảng cách trục a_w cho trước thì chỉ cần xác định góc nghiêng β thích hợp là đủ.

Bảng 5.2 tổng hợp công thức xác định kích thước bộ truyền bánh răng trụ. Các công thức trong bảng xét trường hợp tổng quát là bánh trụ răng nghiêng, vì vậy với bánh trụ răng thẳng lấy $\beta = 0^\circ$



Bảng 5.2. Các kích thước cơ bản của bộ truyền bánh răng trụ

Tên gọi	Công thức tính	
Môđun pháp $m_n = m$	$m =$	
Số răng	$z_1 = ; z_2 =$	
Hệ số dịch chỉnh	$x_1 = ; x_2 =$ (với bánh răng trụ thẳng)	
Góc nghiêng	$\beta =$ (với bánh răng trụ nghiêng)	
	Bánh răng tiêu chuẩn	Bánh răng có dịch chỉnh
Khoảng cách trục	$a_w = a = \frac{m(z_2 \pm z_1)}{2 \cos \beta}$	$a_w = m \left[\frac{z_2 \pm z_1}{2 \cos \beta} + y \right]$
Chiều cao răng	$h = 2,25m$	$h = 2,25m - m \cdot \Delta y$
Khe hở hướng kính	$c = 0,25m$	$c = 0,25m$
Hệ số dịch tâm y		$y = x_2 \pm x_1 - \Delta y = (a - a_w)/m$
Đường kính vòng cơ sở	$d_{01} = d_1 \cos \alpha ; d_{02} = d_2 \cos \alpha$	
Đường kính vòng chia	$d_1 = m z_1 / \cos \beta ; d_2 = m z_2 / \cos \beta$	
Đường kính vòng lăn	$d_{w1} = d_1 ; d_{w2} = d_2$	$d_{w1} = 2a_w / (u \pm 1) ; d_{w2} = u d_{w1}$
Đường kính vòng đỉnh		
– Ăn khớp ngoài	$d_{a1} = d_1 + 2m$	$d_{a1} = d_1 + 2(1 + x_1 - \Delta y)m$
	$d_{a2} = d_2 + 2m$	$d_{a2} = d_2 + 2(1 + x_2 - \Delta y)m$
– Ăn khớp trong	$d_{a1} = d_1 + 2m$	$d_{a1} = d_1 + 2(1 + x_1)m$
	$d_{a2} = d_2 - 2m$	$d_{a2} = d_2 - 2(0,75 - 0,875 x_2 + \Delta y)m$
Đường kính vòng chân		
– Ăn khớp ngoài	$d_{f1} = d_1 - 2,5m$	$d_{f1} = d_1 - (2,5 - 2x_1)m$
	$d_{f2} = d_2 - 2,5m$	$d_{f2} = d_2 - (2,5 - 2x_2)m$
– Ăn khớp trong	$d_{f2} = 2a_w + d_{a1} + 0,5m$	
Góc ăn khớp:		
– prôfin gốc	TCVN 1065 – 71: $\alpha = 20^\circ$	
– Ăn khớp	$\tan \alpha_{tw} = \tan \alpha_t = \tan \alpha / \cos \beta$	$\cos \alpha_{tw} = a \cos \alpha_t / a_w$
– Ăn khớp răng thẳng	$\alpha_{tw} = \alpha_t = \alpha$	$\cos \alpha_{tw} = a \cos \alpha / a_w$

Ghi chú: – Khi xác định các thông số của bánh răng trụ thẳng thì lấy góc $\beta = 0^\circ$; và lấy dấu + khi ăn khớp ngoài; dấu – khi ăn khớp trong.

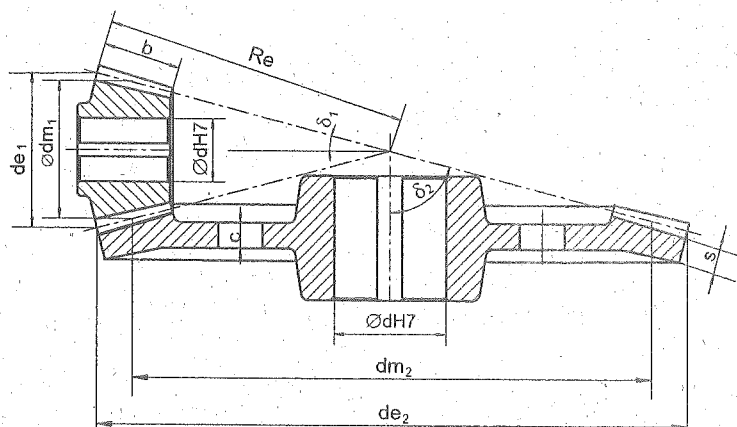
– Với bánh răng trụ nghiêng: chủ yếu sử dụng ăn khớp ngoài vì vậy trong các công thức trên chỉ mang dấu + và chỉ nên dịch chỉnh khi $z < z_{\min} \approx 14$



**THƯ VIỆN
HUBT**

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

c) Bộ truyền bánh răng côn



Hình 5.6a. Bộ truyền bánh côn răng thẳng

Trên hình 5.1b là bộ truyền bánh côn răng thẳng, còn trên hình 5.2g là truyền động bánh côn răng cong và hypoit (khi hai trục lệch tâm) và trên hình 5.6a là cấu tạo và thông số của bộ truyền bánh côn răng thẳng.

Như vậy truyền động bánh răng côn dùng để truyền chuyển động giữa 2 trục cắt nhau, thường $\delta_{\Sigma} = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$. Có thể răng thẳng, răng nghiêng hay răng cung tròn.

Do răng trong bánh răng côn phân bố trên mặt côn nên các khái niệm trong bánh răng trụ được thay bằng:

- Mặt côn chia trùng với mặt côn lăn (không dùng dịch chỉnh góc)
- Profin răng của bánh răng côn nằm trên những mặt côn phụ và các thông số được đo trên mặt đáy lớn (mặt côn phụ ngoài), bao gồm:

Môđun vòng ngoài m_e (được lấy làm tiêu chuẩn hóa)

Đường kính vòng chia ngoài: $d_e = m_e \cdot z = 2R_e / \sqrt{1 + u^2}$

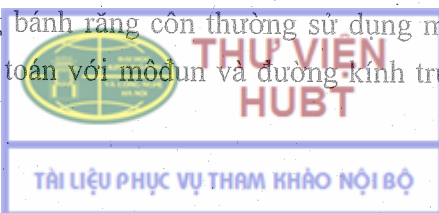
Chiều dài côn ngoài: $R_e = 0,5m_e(z_1^2 + z_2^2)$

Tỷ số truyền: $u = d_{e2}/d_{e1} = z_2 / z_1 = \tan \delta_2$

Chiều rộng vành răng b : $b \leq 0,3R_e$ hoặc $b \leq 10m_e$

} (5.6)

Trong truyền động bánh răng côn thường sử dụng mặt côn phụ đi qua mặt trung bình để tính toán với môđun và đường kính trung bình được xác định như sau:

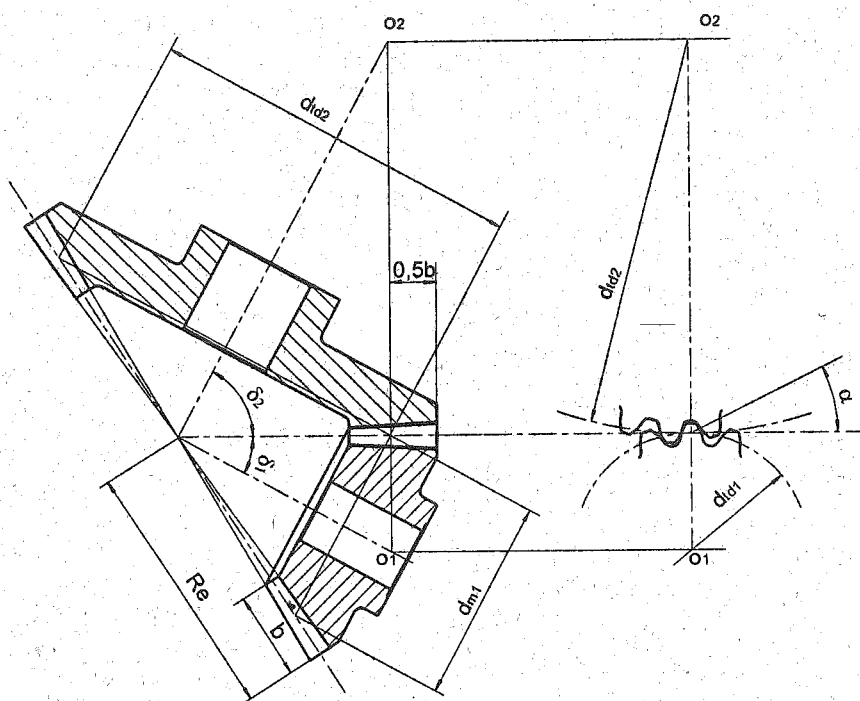


Môđun trung bình: $m_m = (1 - 0,5K_{be})m_e$

Đường kính trung bình: $d_{mi} = m_m \cdot z_i$.

Như vậy sự ăn khớp của cặp bánh răng côn răng thẳng được thay thế bởi sự ăn khớp của cặp bánh răng trụ thẳng tương đương (hình 5.6b) với các thông số như sau:

Cặp bánh răng côn răng thẳng $m_e, z_i, \delta_i, d_{ei}, b \rightarrow$	Cặp bánh răng trụ thẳng tương đương $\left. \begin{aligned} m_{td} &= m_m = (1 - 0,5K_{be})m_e \\ z_{tdi} &= z_i / \cos \delta_i \end{aligned} \right\} \quad (5.8)$ $d_{tdi} = d_{mi} / \cos \delta_i$ và chiều rộng b.
---	--



Hình 5.6b. Bánh răng tương đương

Bảng 5.3 tổng hợp công thức xác định kích thước bộ truyền bánh răng côn răng thẳng.



Số răng tối thiểu z_1 và z_2 trong truyền động bánh răng côn được chọn phụ thuộc vào u theo bảng (5.4).

Bảng 5.3. Thông số hình học cơ bản bánh răng côn

Tên gọi	Ký hiệu	Công thức tính
Môđun vòng ngoài	m_e	$m_e =$
Số răng	z	$z_1 = ; z_2 =$
Chiều dài côn ngoài	R_e	$R_e = 0,5m_e\sqrt{z_1^2 + z_2^2}$
Chiều rộng vành răng	b	$b = \psi_R \cdot R_e$, trong đó $\psi_R \leq 0,3$
Đường kính chia ngoài	d_{ei}	$d_{e1} = m_e \cdot z_1 ; d_{e2} = m_e \cdot z_2$
Góc côn chia (lăn)	δ_i	$\delta_1 = \arctg(z_1 / z_2); \delta_2 = 90^\circ - \delta_1$
Chiều cao đầu răng ngoài	h_{aei}	Chọn $h_{ae1} = (1+x_1)m_e$ và $h_{ae2} = (1-x_2)m_e$ Lấy chiều cao đầu răng = 1
Chiều cao chân răng ngoài	h_{fei}	Chọn $h_{fe1(2)} = h_e - h_{ae2(1)}$
Chiều cao răng ngoài	h_e	$h_e = m_e(2 + c)$ và $c = (0,2 \dots 0,25)m_e$
Hệ số dịch chỉnh x_i	x_i	$x_1 = ; x_2 =$ (thường $x_1 = -x_2$ và $x_1 < 0,3$).
Đường kính đỉnh răng ngoài	d_{aei}	$d_{ae1(2)} = d_{e1(2)} + \cos\delta_{1(2)}$
Góc chân răng	θ_{fi}	$\theta_{f1(2)} = \arctan r_{f1(2)} / R_e$
Góc côn đỉnh	δ_{ai}	$\delta_{a1(2)} = \delta_{1(2)} + \theta_{f1(2)}$
Góc côn đáy	δ_{fi}	$\delta_{f1(2)} = \delta_{1(2)} - \theta_{f1(2)}$
Môđun pháp trung bình	m_m	$m_m = m_e R_m / R_e = (1 - 0,5\psi_R)m_e$
Đường kính trung bình	d_{mi}	$d_{m1(2)} = m_m \cdot z_{1(2)}$

Bảng 5.4. Số răng tối thiểu z_{1min} và z_{2min} phụ thuộc tỷ số truyền u

Tỷ số truyền	1	1,19	1,42	2	3	6
Số răng z_{1min}	12	13	14	15	15	17
Số răng z_{2min}	30	26	20	19	18	17

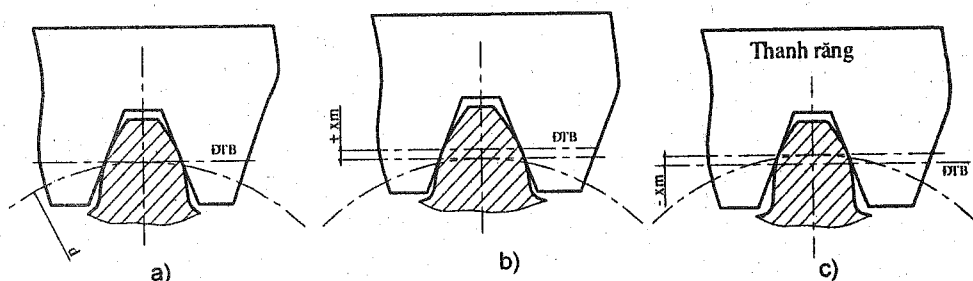
5.1.4. Cắt lẹm chân răng và dịch chỉnh bánh răng

Khi cắt bánh răng bằng phương pháp bao hình, nếu số răng bánh răng được cắt nhỏ hơn z_{min} thì xảy ra hiện tượng cắt lẹm chân răng (xem hình 5.5). Điều này dẫn đến khả năng chịu tải của răng bị giảm đáng kể. Nhiệm vụ của người thiết kế là tránh hiện tượng cắt chân răng xảy ra. Cách tốt nhất là giới hạn số răng tối thiểu của bánh răng nhỏ (bảng 5.5) hoặc sử dụng bánh răng

dịch chỉnh, nhưng cũng cần chú ý là khi sử dụng bánh răng dịch chỉnh thì dạng răng có thể thay đổi do đó ảnh hưởng đến một số chỉ tiêu. Dịch chỉnh khắc phục được hiện tượng cắt chân răng bánh nhỏ khi $z_1 < z_{\min}$, đồng thời tăng độ bền tiếp xúc, độ bền uốn và tăng khả năng chịu mòn của răng. Tuy nhiên cần lưu ý rằng trong khi cải thiện được một số chỉ tiêu ăn khớp, dịch chỉnh cũng ảnh hưởng đến một số chỉ tiêu khác như làm giảm hệ số trùng khớp, gây ra nhọt răng,....

Bảng 5.5. Số răng bánh răng nhỏ đảm bảo tránh cắt lẹm chân răng

Bánh răng nhỏ ăn khớp với thanh răng		Góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$, răng cao toàn phần, bánh răng nhỏ có z_1 ăn khớp với bánh răng lớn		
Dạng răng	$z_{1\min}$	$z_{1\min}$	$z_{2\max}$	Tỷ số truyền tối đa $u_{\max}$
$\alpha = 20^\circ$, răng cao toàn phần	18	17	1309	Không sử dụng
		16	101	6,31
		15	45	3
		14	26	1,85
		13	16	1,23
$\alpha = 25^\circ$, răng cao toàn phần	12			



Hình 5.7. Dịch chỉnh bánh răng

a) Bánh răng tiêu chuẩn $x = 0$; b) BR dịch chỉnh dương $x > 0$; c) BR dịch chỉnh âm $x < 0$.

Trên hình 5.7 mô tả quá trình cắt răng bằng dao thanh răng. Như vậy dịch chỉnh răng được thực hiện bằng cách đưa dao ra xa (khi $x > 0$) hoặc gần vào tâm bánh răng (khi $x < 0$). Trong thực tế có thể có các loại dịch chỉnh sau:

Dịch chỉnh đều

Khi $x_1 = x_1 + x_2 = 0$ và $x_1 = -x_2$. Do $x_1 > 0$ nên trên vòng chia chiều dày răng bánh nhỏ tăng lên còn chiều dày răng bánh lớn giảm xuống, do đó độ

bền uốn của răng bánh nhỏ tăng nhưng khoảng cách trục a và góc ăn khớp vẫn không thay đổi.

$$a = 0,5(d_1 + d_2) = a_w = 0,5(d_{w1} + d_{w2}) ; \alpha_w = \alpha$$

Dịch chỉnh góc là trường hợp tổng quát của dịch chỉnh. Nếu $x_t = x_1 + x_2 > 0$ và x_1, x_2 đều dương thì chiều dày theo vòng chia d_i và đường kính vòng đỉnh răng d_a đều tăng. Góc ăn khớp cũng thay đổi theo và $\alpha_w > \alpha = 20^\circ$, do đó làm tăng độ bền tiếp xúc. Nhưng dịch chỉnh dương làm nhọn răng, làm giảm hệ số trùng khớp và đây cũng là lý do chính không chọn x_i quá lớn. (Hệ số dịch chỉnh của bánh răng cần thỏa mãn $x_{\min} < x < x_{\max}$, trong đó $x_{\min}$ là hệ số dịch chỉnh tránh cắt lẹm chân răng, $x_{\min} = (14 - z)/17$, còn $x_{\max}$ là hệ số dịch chỉnh tránh nhọn răng, xem ví dụ 4 để biết cách xác định $x_{\max}$). Trong dịch chỉnh góc do bánh răng không ăn khớp theo vòng chia mà ăn khớp theo vòng lăn nên khoảng cách trục tăng lên một lượng Δa_w . Khoảng cách trục xác định theo đường kính vòng lăn như sau:

$$a_w = 0,5(d_{w1} + d_{w2}) > a = 0,5(d_1 + d_2)$$

So với dịch chỉnh đều, dịch chỉnh góc sẽ ảnh hưởng đến nhiều thông số ăn khớp nên được sử dụng nhiều hơn. Như vậy dịch chỉnh nhằm các mục đích sau:

- Dịch chỉnh để cải thiện khả năng tải: hiệu quả khi $z < 30$ (tăng độ bền răng; giảm mài mòn ở đỉnh và chân răng).
- Dịch chỉnh để tránh cắt lẹm chân răng (khi $z_1 < 17$ răng).
- Dịch chỉnh để đảm bảo khoảng cách trục cho trước (với bánh răng trụ thẳng).

5.1.5. Độ chính xác của bộ truyền bánh răng

Độ chính xác của bánh răng được quyết định bởi các yếu tố sau:

- Sai số về chiều dày răng; bước răng; độ đảo; hình dạng răng.
- Theo các chỉ tiêu tổng hợp: chỉ tiêu vết tiếp xúc; chỉ tiêu làm việc êm.
- Theo ISO và TCVN quy định 11 cấp chính xác chế tạo bánh răng, bao gồm cấp chính xác 2 đến cấp chính xác 12, trong đó cấp chính xác 2 là cấp chính xác cao nhất và cấp chính xác thấp nhất là 12. (Với Hoa kỳ thì theo AGMA 2008 quy định 11 cấp chính xác là Q5 đến Q15, chú ý rằng khác với ISO trong AGMA chỉ số càng cao thì độ chính xác càng cao, còn ở Châu Âu thường sử dụng tiêu chuẩn DIN).

Bảng 5.6. Cấp chính xác nên dùng khi thiết kế bánh răng

Ứng dụng	Cấp chính xác n_{cx}	Ứng dụng	Cấp chính xác n_{cx}
Bánh răng trong các máy gặt, cần trục, máy đột dập, băng chuyền nhỏ	11...12	Bánh răng trong động cơ máy bay	4...7
Bánh răng trong hộp số Ôtô	6...7	Con quay hồi chuyển	3...5
Bánh răng trong dẫn động bánh lái hàng hải, Rađa	5...7		
Với máy công cụ, máy CNC và các truyền động cơ khí yêu cầu chất lượng cao, cấp chính xác theo vận tốc vòng (m/s)			
Vận tốc vòng (m/s)		Cấp chính xác n_{cx}	
0...4		11...9	
4...11		9...7	
11...22		7...5	
Trên 22		5...3	

5.2. CƠ SỞ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BÁNH RĂNG

5.2.1. Lực tác dụng khi ăn khớp

Khi bánh răng làm việc, công suất được truyền từ bánh răng dẫn sang bánh răng bị dẫn nhờ tác động tương hỗ của các lực ăn khớp trên răng. Với bánh răng thân khai, lực này nằm trong mặt phẳng ăn khớp và pháp tuyến với cạnh răng (bỏ qua lực ma sát) được gọi là lực pháp tuyến F_n và phân bố trên đường tiếp xúc với cường độ tải trọng q_n . Để thuận tiện cho việc biểu diễn, tính toán giá trị các lực và tính toán các chi tiết (trục, gối đỡ trục, then,...) ta coi lực F_n là lực tập trung đặt tại điểm ăn khớp giữa hai đôi răng và phân tích lực F_n thành các thành phần. Mặt khác do tác dụng tương hỗ nên khi răng bánh bị dẫn tác dụng lên răng bánh dẫn 1 lực thì răng bánh dẫn cũng tác dụng lên răng bánh bị dẫn 1 lực tương ứng.

5.2.1.1. Lực tác dụng trên răng bánh trụ răng thẳng

Tại điểm đang xét, lực F_n đặt tại tâm ăn khớp và hướng vào mặt răng làm việc. Phân lực F_n thành 2 thành phần là F_{t1} (gọi là lực vòng có phương tiếp

tuyến với mặt trụ chia và có chiều ngược với chiều quay của bánh răng dẫn) và F_{r1} (gọi là lực hướng tâm có phương vuông góc với trục bánh răng và có chiều luôn luôn hướng vào tâm bánh răng) (hình 5.8a).

– Trên răng bánh dẫn:

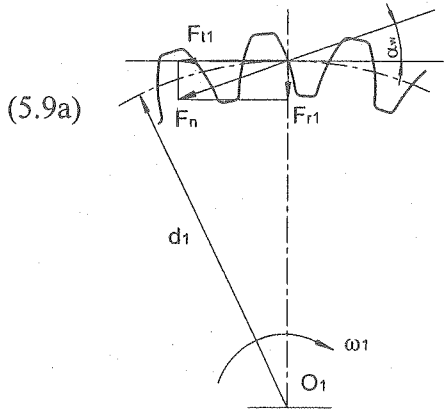
$$\begin{aligned} F_n & \rightarrow F_{t1} = 2T_1/d_1 \\ & \rightarrow F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha \end{aligned}$$

– Do tác dụng tương hỗ nên trên răng bánh bị dẫn:

$$\overline{F_{t2}} = -\overline{F_{t1}}$$

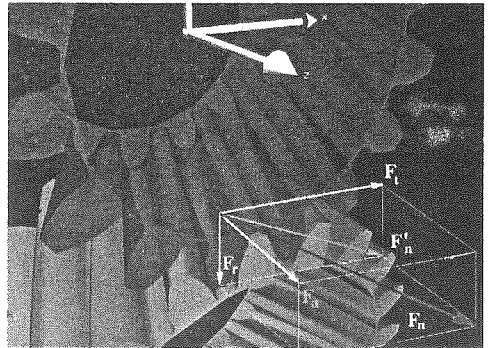
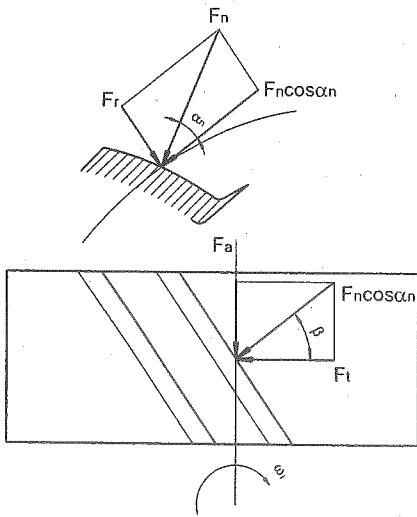
$$\overline{F_{r2}} = -\overline{F_{r1}}$$

$$\text{Và: } F_n = F_t / \cos \alpha = 2T_1 / d_1 \cdot \cos \alpha.$$



Hình 5.8a. Lực tác dụng trên răng

5.2.1.2. Lực tác dụng trên răng bánh trụ răng nghiêng



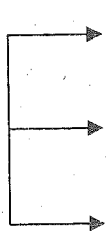
Hình 5.8b. Lực ăn khớp trên răng ở bánh trụ răng nghiêng

Trong bánh trụ răng nghiêng, do hướng răng tạo với đường trục 1 góc β nên lực F_n được phân làm 3 thành phần là F_t ; F_r và F_a (hình 5.8b). Giá trị các lực xác định theo (5.9b) (phương chiều và điểm đặt các lực tương tự bánh trụ răng nghiêng).



THƯ VIỆN
HUBT

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ



$$\overline{F_{t1}} = \frac{2T_1}{d_1} = -\overline{F_{t2}}$$

$$\overline{F_{r1}} = \frac{F_{t1} \cdot \tan \alpha}{\cos \beta} = -\overline{F_{r2}} \Rightarrow F_n = F_t / \cos \beta \cdot \cos \alpha \quad (5.9b)$$

$$\overline{F_{a1}} = F_{t1} \cdot \tan \beta = -\overline{F_{a2}}$$

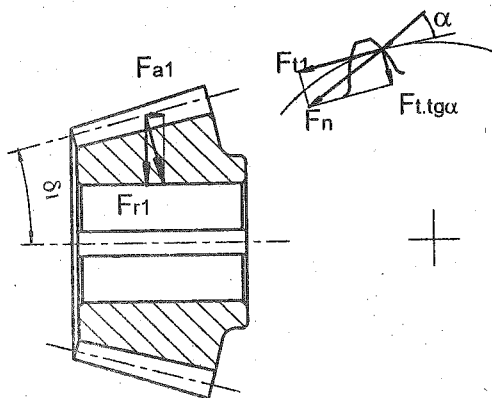
Chú ý:

– Chiều của lực dọc trục phụ thuộc vào chiều quay và hướng răng.

– Khi β tăng thì lực dọc trục tăng vì vậy để hạn chế lực chiều trục làm xô đẩy bánh răng nên chọn $\beta < 20^\circ$.

5.2.1.3. Lực tác dụng trên răng bánh răng côn

a) Truyền động bánh răng côn thẳng. Hình 5.9 biểu diễn phương chiều các lực ăn khớp còn giá trị của lực xác định theo công thức (5.9c).



Hình 5.9. Lực tác dụng ở bánh răng côn

$$\begin{aligned} F_n \begin{cases} \rightarrow \overline{F_{t1}} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = -\overline{F_{t2}} \\ \rightarrow F_r^* = F_t \tan \alpha \end{cases} \begin{cases} \rightarrow \overline{F_{r1}} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1 = -\overline{F_{a2}} \\ \rightarrow \overline{F_{a1}} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \delta_1 = -\overline{F_{r2}} \end{cases} \quad (5.9c) \end{aligned}$$

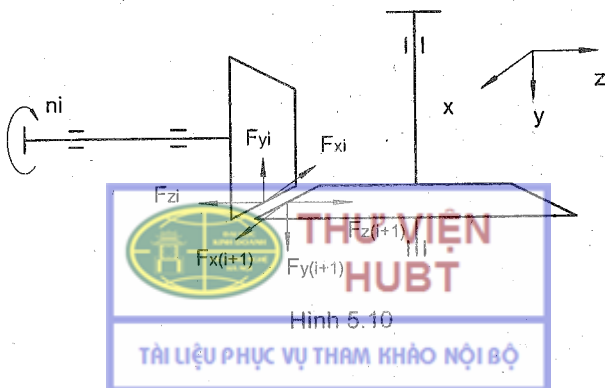
Chú ý:

– Phương chiều của F_t và F_r xác định như bánh răng trụ.

– Chiều lực dọc F_a luôn hướng từ đỉnh về đáy răng bánh răng côn.

Ghi chú:

– Có thể sử dụng ký hiệu lực ăn khớp như trên hình 5.8ab, tuy nhiên để thuận tiện cho vấn đề lập trình tự động hoá thiết kế, thường các lực được ký hiệu theo các trục: F_{xi} ; F_{yi} ; F_{zi} (hình 5.10).



Hình 5.10

- Điểm đặt lực: các lực này coi là lực tập trung và đặt tại điểm giữa chiều rộng vành răng.
- Phương chiều của các lực ăn khớp trong truyền động bánh răng, trục vít xác định như sau:

F_t : lực vòng có phương tiếp tuyến với mặt trụ chia (bánh răng trụ) hoặc mặt côn chia (bánh răng côn).

Chiều của F_t : ngược chiều quay nếu là bánh răng chủ động và cùng chiều quay nếu là bánh răng bị động.

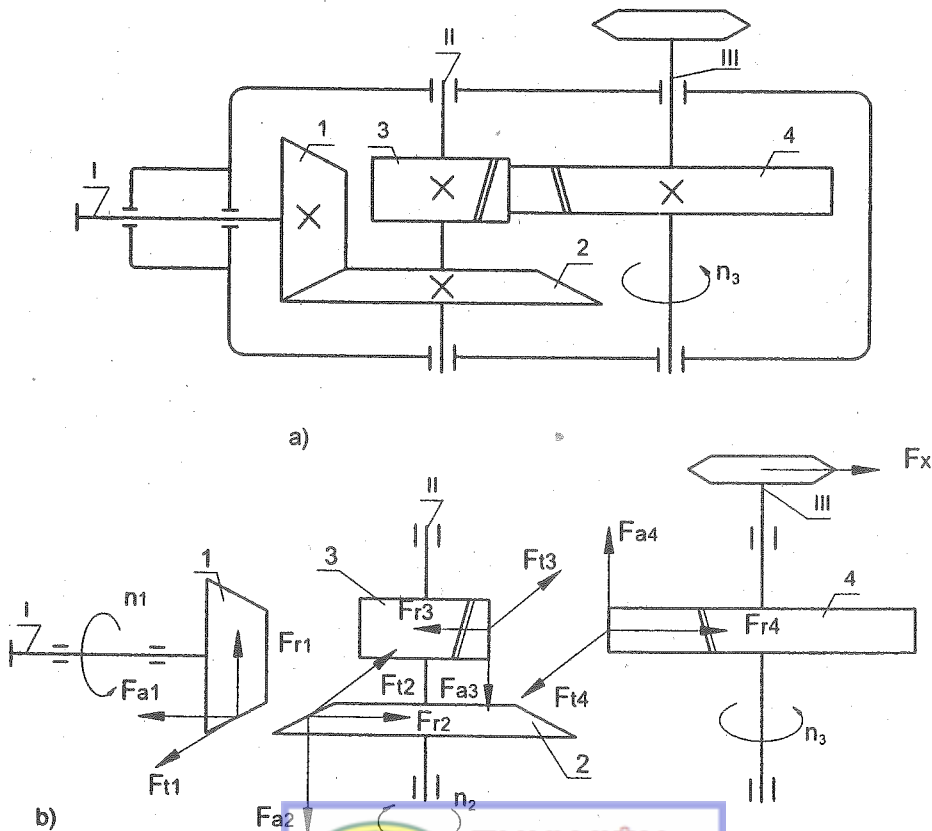
F_r : lực hướng tâm có phương vuông góc với trục lắp bánh răng, có chiều luôn hướng vào tâm bánh răng.

F_a : lực dọc trục có phương song song với trục.

Chiều luôn luôn hướng vào bề mặt làm việc của răng (với răng bánh dẫn thì mặt đi trước là mặt làm việc, còn răng bánh bị động thì mặt sau là mặt làm việc).

Ví dụ dưới đây minh họa về đặt lực ăn khớp:

Với sơ đồ hộp giảm tốc (HGT) côn trụ 2 cấp (hình 5.11a), khi biết chiều quay của trục thứ 3 ta xác định được lực tác dụng như hình 5.11b.



Hình 5.11. Sơ đồ HGT và lực ăn khớp tác dụng trên các cặp bánh răng

5.2.2. Tải trọng tính toán

Do có rất nhiều yếu tố làm cho tải trọng thực tế tác dụng trên răng lớn hơn tải trọng danh nghĩa, vì vậy để đánh giá đúng độ bền bánh răng và các chi tiết khác như trục, ổ, then,... cần xác định tải trọng tính toán. Tải trọng tính toán T_{tt} được xác định theo công thức sau:

$$T_{tt} = K \cdot T_{dn} \text{ hoặc } P_{tt} = K \cdot P_{dn}$$

Trong đó K là hệ số tải trọng tính toán. Với bộ truyền bánh răng thì hệ số tải trọng tính được xác định như sau:

$$K = K_d \cdot K_\alpha \cdot K_\beta \cdot K_v \quad (5.10)$$

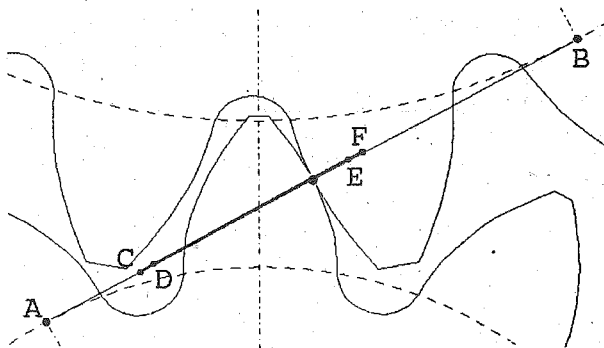
Trong đó:

K_d là hệ số tải trọng động, phụ thuộc CĐLV (chế độ làm việc), (chương 3 bảng 3.4).

Do bánh răng được tính theo hai chỉ tiêu khác nhau nên công thức (5.10) thường có dạng sau:

$$\text{– Khi tính theo độ bền tiếp xúc: } K = K_d \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \quad (5.10a)$$

$$\text{– Khi tính theo độ bền uốn: } K = K_d \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \quad (5.10b)$$



Hình 5.12. Quá trình ăn khớp của các đôi răng trong vùng ăn khớp

K_α là hệ số xét đến phân bố tải trọng giữa các đôi răng: $K_{H\alpha}$ và $K_{F\alpha}$. Với hệ số trùng khớp ε_α nằm trong khoảng $1 < \varepsilon_\alpha < 2$ thì trong vùng ăn khớp chỉ có 1 (đoạn DE) hoặc 2 đôi răng ăn khớp (đoạn CD và EF trên hình 5.12). Điều này dẫn đến tải trọng phân bố giữa các đôi răng sẽ khác nhau. Khi tính bánh răng trụ thẳng và bánh răng côn thẳng có thể lấy $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$. Với bộ truyền bánh răng trụ nghiêng thì $K_{H\alpha}$ có thể xác định phụ thuộc cấp chính xác và vận tốc v (bảng 5.7).

Bảng 5.7. Hệ số $K_{H\alpha}$ đối với bộ truyền bánh trụ răng nghiêng

Vận tốc vòng v (m/s)	Cấp chính xác chế tạo				
	5	6	7	8	9
2,5	1	1,01	1,03	1,05	1,13
5	1	1,02	1,05	1,09	1,15
10	1,01	1,03	1,07	1,13	–
15	1,01	1,04	1,09	–	–
20	1,02	1,05	1,12	–	–
25	1,02	1,06	–	–	–

Còn hệ số $K_{F\alpha}$ xác định tùy thuộc vào hệ số trùng khớp dọc ε_β như sau:

- Nếu $\varepsilon_\beta = b \cdot \sin\beta / \pi m < 1$ thì $K_{F\alpha} = 1$
- Nếu $\varepsilon_\beta = b \cdot \sin\beta / \pi m > 1$ thì có thể xác định gần đúng $K_{F\alpha}$ theo công thức sau:

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n_{cx} - 5)}{4\varepsilon_\alpha}$$

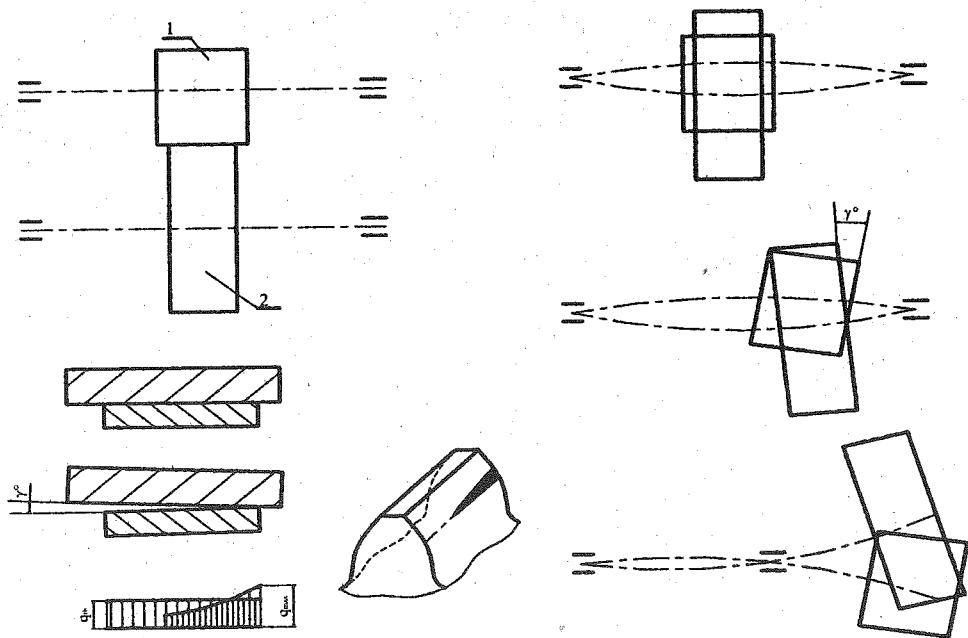
Trong đó: n_{cx} là cấp chính xác chế tạo bánh răng. Khi $n_{cx} \leq 5$ thì $K_{F\alpha} = 1/\varepsilon_\alpha$, còn khi $n_{cx} \geq 9$ thì $K_{F\alpha} = 1$.

K_β là hệ số xét đến sự phân bố tải trọng trên đường tiếp xúc: $K_{H\beta}$ và $K_{F\beta}$.

Tải trọng riêng q_n chỉ phân bố đều trên đường tiếp xúc của đôi răng khi đảm bảo được các yếu tố như độ chính xác chế tạo bánh răng và vị trí đường tâm trục, độ cứng của trục cũng như vị trí bánh răng trên trục là đối xứng. Tuy nhiên điều này trong thực tế ít khi đạt được vì vậy tải trọng riêng phân bố trên đường tiếp xúc sẽ không đều (hình 5.13) và được kể đến bởi hệ số $K_\beta = q_{\max}/q_{tb}$. Trong đó $q_{\max}$ là tải trọng riêng lớn nhất và q_{tb} là tải trọng riêng trung bình.

Bất kỳ tác nhân nào sau đây đều gây nên sai lệch vị trí dẫn đến tải trọng riêng phân bố không đều:

- Vị trí bánh răng trên trục (đối xứng, không đối xứng hoặc công xôn).
- Chiều rộng bánh răng, thể hiện qua hệ số: $\psi_d = b/d_1$.
- Khe hở giữa trục và bánh răng, giữa trục và ổ, giữa ổ với thân máy.



Hình 5.13. Ảnh hưởng của vị trí và độ cứng trục đến sự phân bố tải trọng trên đường tiếp xúc

– Biến dạng nhiệt trong quá trình làm việc.

(Có nhiều tiêu chí để đánh giá khi xác định hệ số K_p , tuy nhiên ở đây chỉ xem xét các yếu tố để thiết kế các bánh răng cỡ trung bình, các bộ truyền bánh răng trong các ứng dụng công nghiệp nhẹ và cho các loại xe cộ. Ví dụ theo chuẩn AGMA 2001–C95, trình bày nghiên cứu về ảnh hưởng của chiều rộng vành răng b và tỷ số $\psi_d = b/d_1$ đến sự phân bố tải. Do số liệu bị hạn chế nên trong tài liệu này chỉ đưa ra một số số liệu để minh họa về quá trình thiết kế bánh răng).

Hệ số phân bố tải K_p trên đường tiếp xúc có thể tra bảng 5.8 phụ thuộc vào: vị trí bánh răng (đối xứng, không đối xứng và công xôn), độ cứng trục l/d (l là khoảng cách giữa 2 gối đỡ trục bánh răng) và tỷ số $\psi_d = b/d_1$.

Để cải thiện chất lượng và nâng cao khả năng tải của bánh răng điều cần thiết là tải trọng phân bố đường tiếp xúc được đều hơn, người thiết kế có thể tối thiểu hệ số phân bố tải trọng bằng cách lựa chọn các giải pháp sau:

- Tăng độ chính xác chế tạo (chỉ số chất lượng).
- Tăng độ cứng trục lắp bánh răng (tăng đường kính trục hoặc giảm khoảng cách giữa các gối đỡ trục).
- Giảm chiều rộng vành răng.

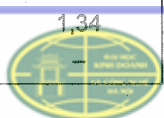
- Tăng khả năng chạy mòn răng (Chọn bánh răng có độ rắn nhỏ nhưng khi độ rắn bề mặt răng nhỏ thì khả năng tải lại bị hạn chế).
- Chế tạo răng dạng hình trống
- Bánh răng phân bố đối xứng (Điều này còn phụ thuộc vào sơ đồ bố trí bánh răng trong hệ).

Bảng 5.8a Hệ số tải trọng động K_{Hp} và K_{Fp} đối với bánh răng trụ

Hệ số $\psi_d =$ b/d_1	Đối xứng		Không đối xứng				Công xôn	
			$l/d \leq 6$		$l/d > 6$			
	HB $\leq$ 3 50	HB>350	HB $\leq$ 350	HB>350	HB $\leq$ 350	HB>350	HB $\leq$ 350	HB>350
Hệ số K_{Hp}								
0,2	1,0	1,0	1,0	1,01	1,02	1,02	1,05	1,15
0,4	1,0	1,01	1,02	1,05	1,05	1,05	1,15	1,35
0,6	1,01	1,03	1,04	1,09	1,08	1,08	1,25	1,60
0,8	1,03	1,06	1,06	1,14	1,12	1,12	1,35	1,80
1,0	1,04	1,10	1,08	1,18	1,15	1,15	—	—
1,2	1,05	1,13	1,10	1,25	1,18	1,18	—	—
1,4	1,07	1,15	1,13	1,32	1,23	1,23	—	—
1,6	1,08	1,20	1,16	1,40	1,28	1,28	—	—
Hệ số K_{Fp}								
0,2	1,0	1,0	1,01	1,02	1,05	1,10	1,13	1,25
0,4	1,01	1,03	1,04	1,07	1,12	1,20	1,25	1,25
0,6	1,02	1,05	1,10	1,13	1,17	1,30	1,50	1,50
0,8	1,05	1,08	1,15	1,20	1,23	1,44	1,70	1,70
1,0	1,08	1,15	1,20	1,27	1,32	1,57	—	—
1,2	1,10	1,18	1,25	1,37	1,40	1,72	—	—
1,4	1,13	1,25	1,32	1,50	1,50	1,80	—	—
1,6	1,16	1,30	1,16	1,60	1,60	—	—	—

Bảng 5.8b Hệ số tải trọng động K_{Hp} và K_{Fp} đối với bánh răng côn

$\psi_d = \frac{b}{d_{m1}} = \frac{\psi_R}{2 - \psi_R}$	Trục lắp trên ổ đỡ chặn		Trục lắp trên ổ đĩa côn	
	HB $\leq$ 350	HB > 350	HB $\leq$ 350	HB > 350
0,2	1,07	1,16	1,05	1,08
0,4	1,14	1,37	1,08	1,20
0,6	1,23	1,58	1,13	1,32
0,8	1,34	1,75	1,18	1,44
1,0	–	–	–	–



**THƯ VIỆN
HUBT**

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

K_v là hệ số tải trọng động: K_{Hv} và K_{Fv}

Về mặt lý thuyết khi người thiết kế nếu lựa chọn $1 < \epsilon_\alpha < 2$ (ϵ_α là hệ số trùng khớp) thì đảm bảo tính ăn khớp liên tục của các đôi răng trong vùng ăn khớp (đoạn ăn khớp CF trên hình 5.12), nghĩa là có 1 đôi răng ra khớp ở điểm F thì ngay lập tức có đôi răng khác vào ăn khớp ở điểm C. Trong thực tế điều này có thể không xảy ra, nghĩa là có đôi răng đã ra ngoài vùng ăn khớp nhưng đôi răng kế tiếp chưa vào ăn khớp hoặc có hiện tượng các đôi răng vào ăn khớp quá sớm hoặc ra khỏi vùng ăn khớp vẫn còn tiếp xúc nhau dẫn đến tỷ số truyền của bộ truyền thay đổi, gây nên va đập khi ăn khớp và tải trọng động xuất hiện. Trong tính toán ta sử dụng hệ số tải trọng động $K_v = 1 + q_v/q_t$.

Nguyên nhân chủ yếu gây nên hiện tượng va đập của các răng khi ăn khớp là do sai số chế tạo (bước răng, biên dạng răng) hoặc biến dạng của răng khi chịu tải. Hệ số K_{Hv} và K_{Fv} có thể tra bảng 5.9ab phụ thuộc vào: cấp chính xác chế tạo; độ rắn mặt răng; dạng răng (thẳng hay nghiêng); vận tốc và có hay không vát đầu răng. Nếu răng được vát đầu răng thì các hệ số K_{Hv} và K_{Fv} sẽ giảm xuống khoảng 15...20% so với khi không vát đầu răng.

Bảng 5.9a. Hệ số tải trọng động K_{Hv} và K_{Fv} đối với bánh răng trụ thẳng

Cấp chính xác	Độ rắn mặt răng	K_{Hv}				K_{Fv}			
		Vận tốc vòng (m/s)							
		<1	1...3	3...8	> 8	1 <	1...3	3...8	> 8
6	H_1 và $H_2 < 350$	–	–	1,2	1,3	–	–	1,2	1,3
	$H_1 > 350$; $H_2 < 350$	–	–	1,3	1,5	–	–	1,35	1,45
7	H_1 và $H_2 < 350$	–	1,20	1,30	1,40	1,08	1,25	1,30	1,45
	$H_1 > 350$; $H_2 < 350$	–	1,25	1,35	1,55	1,10	1,35	1,45	1,55
8	H_1 và $H_2 < 350$	1,00	1,30	1,40	–	1,10	1,40	1,50	–
	$H_1 > 350$; $H_2 < 350$	1,05	1,35	1,45	–	1,10	1,25	1,55	–
9	H_1 và $H_2 < 350$	1,10	1,35	–	–	1,10	1,40	–	–
	$H_1 > 350$; $H_2 < 350$	1,15	1,40	–	–	1,10	1,45	–	–



**THƯ VIỆN
HUBT**

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Bảng 5.9b. Hệ số tải trọng động K_{Hv} và K_{Fv} đối với bánh răng trụ nghiêng

Cấp chính xác	Độ rắn mặt răng	K_{Hv}				K_{Fv}			
		Vận tốc vòng (m/s)							
		< 3	3...10	10...15	>15	< 3	8...10	10...15	>15
6	H_1 và $H_2 < 350$	–	1,02	1,05	1,15	–	–	1,10	1,20
	$H_1 > 350$; $H_2 < 350$	–	1,10	1,15	1,20	–	–	1,25	1,35
7	H_1 và $H_2 < 350$	1,0	1,08	1,15	1,25	1,0	1,10	1,15	–
	$H_1 > 350$; $H_2 < 350$	1,0	1,25	1,35	1,55	1,0	1,30	1,35	–
8	H_1 và $H_2 < 350$	1,10	1,20	1,28	–	1,06	1,15	1,35	–
	$H_1 > 350$; $H_2 < 350$	1,15	1,30	1,40	–	1,19	1,35	1,55	–
9	H_1 và $H_2 < 350$	1,20	1,25	–	–	1,10	1,30	–	–
	$H_1 > 350$; $H_2 < 350$	1,25	1,35	–	–	1,10	1,35	–	–

Với bánh răng côn, các hệ số K_{Hv} và K_{Fv} cũng được tra theo bảng 5.9ab nhưng có cấp chính xác thấp hơn 1 cấp và vận tốc bánh răng được xác định tương ứng với đường kính trung bình d_m .

5.2.3. Dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

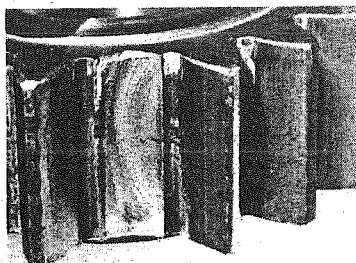
Khi làm việc ngoài tải trọng pháp tuyến F_n , răng còn chịu tác dụng của lực ma sát $F_{ms} = fF_n$. Các lực này gây ra trên bề mặt răng ứng suất tiếp xúc (σ_H) và ứng suất uốn (σ_F) ở chân răng, các ứng suất này thay đổi theo chu kỳ mạch động gián đoạn. Ứng suất thay đổi là nguyên nhân gây ra các dạng hỏng về mỏi như tróc rỗ, gãy răng hoặc mòn răng.



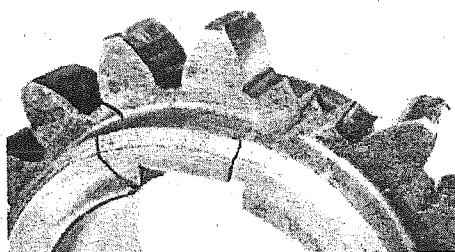
Hình 5.14a: Bề mặt răng bị tróc rỗ

Tróc rỗ bề mặt răng là hiện tượng một lớp kim loại bề mặt bị bong khỏi bề mặt (hình 5.14a) dưới tác dụng của ứng suất σ_H thay đổi chu kỳ. Đây là dạng hỏng chủ yếu xảy ra đối với bộ truyền được bôi trơn tốt (xảy ra nhiều hơn cả đối với bộ truyền kín, không bụi và không có chất bẩn lẫn trong dầu bôi trơn). Tróc rỗ

bề mặt trước tiên xuất hiện ở vùng tâm ăn khớp, sau đó phát triển về phía chân răng làm phá vỡ điều kiện làm việc bình thường của bánh răng, nghĩa là khi xuất hiện tróc thì tiếng ồn tăng và tải trọng tác dụng trên răng cũng sẽ lớn hơn so với khi chưa xuất hiện tróc bề mặt. Tùy thuộc vào độ rắn mặt răng mà tróc rỗ bề mặt có thể nguy hiểm hoặc không. Nếu bề mặt răng có $HB < 350$ thì hiện tượng tróc sẽ dừng lại sau một thời gian (*gọi là tróc nhất thời*) và tải trọng phân bố trên răng sẽ đều hơn, ngược lại khi bề mặt răng có $HB > 350$ thì hiện tượng tróc sẽ phát triển và lan ra khắp bề mặt răng (*gọi là tróc lan*) làm phá vỡ hình dạng răng, bề mặt răng trở nên xù xì không còn nhẵn, bánh răng làm việc sẽ ồn hơn và tải trọng tác dụng trên răng cũng lớn hơn. Để tránh tróc rỗ bề mặt cần tính bánh răng theo độ bền tiếp xúc ($\sigma_H < [\sigma_H]$), ngoài ra để ngăn ngừa hiện tượng tróc xuất hiện bằng cách sử dụng bánh răng có góc ăn khớp lớn ($\alpha = 25^\circ$) hoặc dịch chỉnh góc, tăng độ chính xác chế tạo bánh răng, sử dụng các phương pháp đánh bóng hoặc cả răng để tăng độ bóng và hạn chế bớt các vết nứt ban đầu,...



Hình 5.14b. Răng bị gãy



Hình 5.14c. Bánh răng bị nứt (vỡ)

Gãy răng là hiện tượng răng bị gãy khi chịu tải (hình 5.14b) hoặc bị vỡ (hình 5.14c). Đây là dạng hỏng rất nguy hiểm vì ngoài việc bộ truyền mất khả năng làm việc thì gãy răng còn làm hỏng các chi tiết khác hoặc gây ra tai nạn. Răng có thể gãy do quá tải hoặc do hiện tượng mỏi (ứng suất uốn ở chân răng thay đổi chu kỳ và có tập trung ứng suất lớn ở chân răng). Khi gãy, răng có thể bị cắt cụt đến chân răng (bánh trụ răng thẳng) hoặc vết gãy nằm chệch mặt răng (bánh trụ răng nghiêng). Để tránh răng bị gãy phải tính bánh răng theo độ bền uốn ($\sigma_F < [\sigma_F]$) và hạn chế quá tải thường xuyên xảy ra khi bộ truyền làm việc. Cần tránh tập trung ứng suất lớn ở chân răng bằng

cách tăng góc lượn hoặc gia công nhẵn và cũng có thể sử dụng bánh răng có môđun lớn hơn.

Mòn răng chỉ xảy ra khi bộ truyền bôi trơn kém (bộ truyền để hở) hoặc trong chất bôi trơn lẫn các hạt gây mài mòn. Răng chủ yếu mòn nhiều ở đỉnh (gây hiện tượng nhọn răng) và ở chân răng vì tại đó vận tốc trượt lớn. Mòn làm dạng răng thay đổi, răng bị nhọn và phá vỡ điều kiện ăn khớp bình thường của bánh răng gây nên va đập. Tính toán về mòn rất phức tạp nên trong thực tế để đề phòng dạng hỏng này cần bôi trơn tốt, dầu bôi trơn phải sạch, tăng độ rắn bề mặt hoặc giảm chiều cao bằng dịch chỉnh (cân bằng hệ số trượt răng bánh dẫn và răng bánh bị dẫn) hoặc sử dụng răng thấp. Ngoài ra còn gặp dạng hỏng dính răng, bề mặt bị cào xước,...

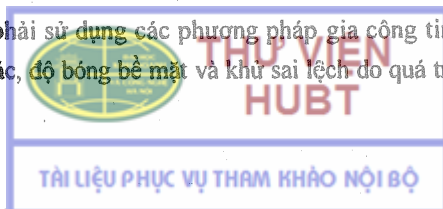
5.2.4. Vật liệu chế tạo bánh răng

Vật liệu chế tạo bánh răng cần thỏa mãn yêu cầu về độ bền (độ bền bề mặt: bền tiếp xúc; bền mòn và độ bền uốn) đồng thời vật liệu phải có tính cắt gọt cao để đảm bảo độ chính xác cần thiết. Thường sử dụng các phương pháp nhiệt luyện, hóa nhiệt luyện để tăng khả năng tải và giảm kích thước bánh răng. Trong thực tế thường dùng các loại vật liệu sau đây để chế tạo bánh răng:

Thép cacbon và thép hợp kim, đây là loại vật liệu chủ yếu để chế tạo các bánh răng chịu lực lớn nhưng yêu cầu kích thước nhỏ gọn, bảng 5.9 giới thiệu 1 số thép cacbon và thép hợp kim chế tạo bánh răng. Tùy thuộc vào độ rắn bề mặt, người ta chia thành 2 nhóm:

Nhóm I: Khi $H < 350HB$ bánh răng được thường hoá hoặc tôi cải thiện (với nhóm này thì khâu nhiệt luyện là khâu cuối cùng vì vậy có thể sử dụng các phương pháp gia công tinh như mài, mài bóng để đạt được độ chính xác và độ bóng bề mặt cần thiết trước khi nhiệt luyện).

Nhóm II: Khi $H > 350HB$ răng được tôi bề mặt hoặc sử dụng các phương pháp thấm như thấm cacbon, thấm nitơ, crôm,... (với nhóm này thì sau khi nhiệt luyện hoặc thấm phải sử dụng các phương pháp gia công tinh như mài nghiền, chà răng để đạt được độ chính xác, độ bóng bề mặt và khử sai lệch do quá trình nhiệt luyện gây ra.



Tuy vậy, hiện nay trên thế giới do công nghệ chế tạo và công nghệ nhiệt luyện đạt trình độ cao nên sử dụng phổ biến bánh răng có $H > 350\text{HB}$.

Các khuyến cáo của các chuyên gia:

– Để tăng khả năng tải của bánh răng: sử dụng các phương pháp nhiệt luyện (tôi hay thường hoá) hay các phương pháp thấm và để đảm bảo khả năng chạy mòn tốt của răng nên chọn $H_1 = H_2 + (10 \dots 25)\text{HB}$.

– Do công nghệ đơn giản và khả năng chạy mòn tốt, răng không bị gãy giòn nên vật liệu nhóm I được dùng khi không yêu cầu chặt chẽ về kích thước hoặc khi tải nhỏ, trung bình.

– Khi $\text{HB} > 350$ độ rắn mặt răng thường biểu diễn bằng HRC ($1\text{HRC} \approx 10\text{HB}$). Bánh răng loại này có ưu điểm khả năng tải cao và tính chịu mòn tốt nhưng có nhược điểm là cần phải nâng cao độ chính xác chế tạo và độ cứng trục; đòi hỏi về công nghệ nhiệt luyện phức tạp. Thường sử dụng khi yêu cầu kích thước bộ phận thiết kế phải nhỏ gọn, tải trọng truyền lớn.

Gang xám và gang cầu là hai loại gang dùng để chế tạo bánh răng hờ và không được bôi trơn bằng dầu hoặc bánh răng có kích thước lớn vì loại vật liệu này có khả năng chịu mài mòn tốt. Gang là loại vật liệu rất giòn nên hết sức cẩn trọng trong trường hợp xảy ra va đập, mặt khác một số loại gang khác có độ bền cao hơn thì độ dẻo lại kém hơn. Bánh răng bằng gang chủ yếu là gang xám GX15–32; GX18–36,... Cũng có thể nhiệt luyện để tăng độ cứng do vậy tăng khả năng chịu mài mòn.

Chất dẻo chủ yếu để chế tạo bánh răng chịu tải nhỏ nhưng có khả năng chống ồn cao như trong các thiết bị gia dụng (máy giặt, điều hòa), các thiết bị văn phòng,...

5.2.5. Ứng suất cho phép

5.2.5.1. Ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]$

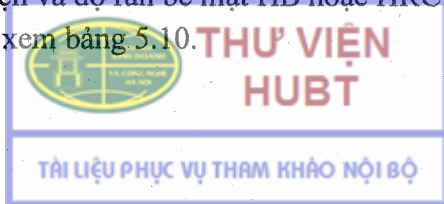
Ứng suất tiếp xúc cho phép khi tính bánh răng theo độ bền tiếp xúc có thể xác định theo công thức sau:

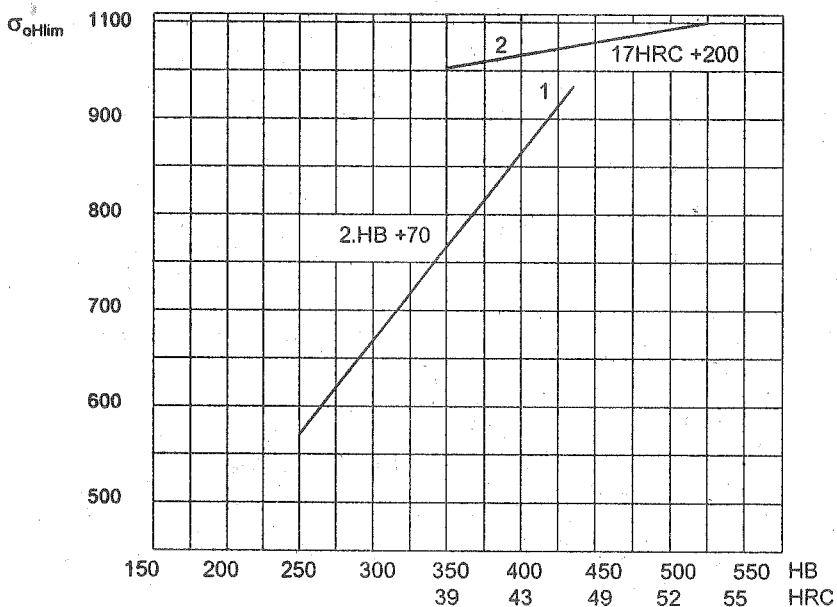
$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{\text{Hlim}}}{S_H} Z_R Z_V K_S K_{HL} \quad (5.11a)$$

Trong đó:

σ_{Hlim} là giới hạn bền mỏi tiếp xúc tương ứng N_{H0} xác định theo đồ thị hình 5.15 hoặc theo công thức cho trong (bảng 5.10) phụ thuộc vào vật liệu, phương pháp nhiệt luyện và độ rắn bề mặt HB hoặc HRC.

S_H : hệ số an toàn, xem bảng 5.10.





Hình 5.15. Đồ thị xác định σ_{oHlim} theo độ rắn mặt răng HB (HRC)

Bảng 5.10. Ứng suất giới hạn môi tiếp xúc σ_{oHlim} và môi uốn σ_{oFlim}

Vật liệu	Nhiệt luyện	Độ rắn		σ_{oHlim}	S_H	σ_{oFlim}	S_F
		Mặt răng	Lõi răng				
C40, CT45, 40Cr, 40Cr,Ni, 35Cr,M _o	Thường hóa hoặc tôi cải thiện	HB 180...350		2HB + 70	1,1	1,8HB	
	Tôi thể tích	HRC 45...35		18HRC+150		550	
40Cr, 40Cr,Ni 35Cr,M _o	Tôi bề mặt bằng dòng điện tần số cao (m _n ≥ 3)	HRC56...63	HRC25...55	17HRC+200	1,2	900	1,75
	Tôi bề mặt bằng dòng điện tần số cao (m _n <3)	HRC45...55	HRC45...55			500	
40Cr, 40Cr,A, 35Cr,	Thấm nitơ	HRC45...67	HRC24...40	1050		12HRC+30	1,55
Thép thấm cacbon các loại	Thấm nitơ, cacbon và tôi	HRC55...63	HRC30...45	25HRC		750	
Thép molybden, 20Cr,M _n M _o		HRC57...63	HRC30...45	23HRC		1000	
Thép không chứa molybden 20Cr,MnTi, 30Cr,M _n Ti, 35Cr,		HRC57...63	HRC30...45			750	

Z_R : hệ số ảnh hưởng của nhám bề mặt. Khi R_a nhỏ thì Z_R lớn: khi $R_a = 0,63 \dots 1,25\mu\text{m}$ lấy $Z_R = 1$; khi $R_a = 1,25 \dots 2,5\mu\text{m}$ lấy $Z_R = 0,95$ và khi $R_a > 2,5\mu\text{m}$ lấy $Z_R = 0,95$.

Z_v : hệ số ảnh hưởng của vận tốc, xác định phụ thuộc vào vận tốc v như sau: khi $v < 5\text{m/s}$ thì $Z_v = 1$; khi $v > 5\text{m/s}$ và nếu bánh răng có $HB < 350$ thì $Z_v = 0,85v^{0,1}$ và nếu bánh răng có $HB > 350$ thì $Z_v = 0,925v^{0,05}$.

K_S : hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước bánh răng (có thể lấy $K_S = 1$ cho tất cả bánh răng). Tuy nhiên với bánh răng có môđun lớn hoặc chiều rộng vành răng lớn thì nên lấy nhỏ hơn 1, cụ thể có thể chọn theo giá trị trong bảng 5.11:

Bảng 5.11. Hệ số kích thước đề xuất K_S

Môđun, $m(\text{mm})$	Hệ số kích thước K_S
< 5	1
6	0,98
8	0,97
12	0,96
> 20	0,95

K_{HL} : hệ số tuổi thọ xác định theo công thức:

$$K_{HL} = (N_{H0} / N_{HE})^{1/m_H}$$

Với m_H : bậc đường cong mỗi tiếp xúc, với vật liệu bằng thép thì $m_H = 6$

$N_{H0} = 30HB^{2,4}$ số chu kỳ cơ sở;

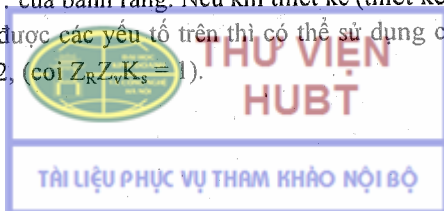
N_{HE} số chu kỳ chịu tải, xác định theo (2.14a) với tải trọng không đổi hoặc (2.14b) khi chế độ tải thay đổi (một dạng khác của công thức 2.14b).

$$N_{HE} = 60c \sum_{i=1}^k \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^3 n_i t_i$$

Từ công thức (5.11a) sẽ xác định được ứng suất tiếp xúc cho phép của bánh răng chủ động $[\sigma_{H1}]$, bánh răng bị động $[\sigma_{H2}]$.

Khuyến cáo của các chuyên gia.

a) Công thức (5.11a) chỉ có thể sử dụng khi biết đầy đủ các yếu tố như kích thước, cấp chính xác, vận tốc làm việc, ... của bánh răng. Nếu khi thiết kế (thiết kế sơ bộ) bánh răng do người thiết kế chưa thể biết được các yếu tố trên thì có thể sử dụng công thức sau đây để tính gần đúng $[\sigma_{Hi}]$ với $i = 1, 2$, (coi $Z_R Z_v K_S = 1$).



$$[\sigma_H]_i = \frac{\sigma_{0Hlimi}}{S_H} K_{HLi} \quad (5.11b)$$

b) Khi thiết kế bánh răng, tùy thuộc vào loại bánh răng mà ứng suất tiếp xúc cho phép tính toán $[\sigma_H]$ được lấy các giá trị khác nhau:

– Đối với bánh răng trụ răng thẳng và bánh côn răng thẳng:

$$[\sigma_H] = \min ([\sigma_{H1}], [\sigma_{H2}]) \quad (5.12a)$$

– Đối với bánh răng trụ răng nghiêng và bánh côn răng nghiêng:

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]}{2} \leq 1,25[\sigma_H]_{\min} \text{ bánh trụ răng nghiêng} \quad (5.12b)$$

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]}{2} \leq 1,15[\sigma_H]_{\min} \text{ bánh côn răng cong.}$$

5.2.5.2. Ứng suất uốn cho phép $[\sigma_F]$

Tương tự ta có công thức xác định ứng suất uốn cho phép như sau:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{0Flim}}{S_F} Y_R Y_s K_S K_{Fc} K_{FL} \quad (5.13a)$$

Trong đó:

σ_{0Flim} : giới hạn bền mỏi uốn tương ứng N_{F0} xác định theo công thức cho trong (bảng 5.9) phụ thuộc vào: vật liệu, nhiệt luyện và độ rắn bề mặt HB hoặc HRC.

S_F : hệ số an toàn thường trong khoảng $S_F = 1,5 \dots 2,2$

Y_R : hệ số ảnh hưởng của nhám bề mặt, thường $Y_R = 1,05 \dots 1,2$. Nếu đánh bóng có thể lấy $Y_R = 1$.

Y_s : hệ số xét đến độ nhảy của vật liệu đến tập trung ứng suất ở chân răng, thường $Y_s = 1,08 - 0,16 \lg(m)$ với m là môđun.

K_S : hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước chọn theo bảng 5.11.

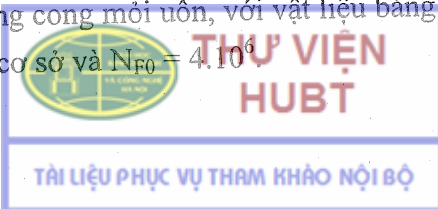
K_{Fc} : hệ số ảnh hưởng của chế độ đặt tải, $K_{Fc} = 1$ khi đặt tải 1 phía (khi bộ truyền quay 1 chiều) và $K_{Fc} = 0,7 \dots 0,8$ khi đặt tải hai phía (hệ số 0,8 khi HB > 350).

K_{FL} : hệ số tuổi thọ xác định theo công thức:

$$K_{FL} = (N_{F0} / N_{FE})^{1/m_F}$$

Với m_F : bậc đường cong mỏi uốn, với vật liệu bằng thép thì $m_F = 9$.

N_{F0} là số chu kỳ cơ sở và $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$



N_{FE} số chu kỳ chịu tải, xác định tương tự (2.14b) với tải trọng không đổi hoặc khi chế độ tải thay đổi (2.14b) có dạng như sau:

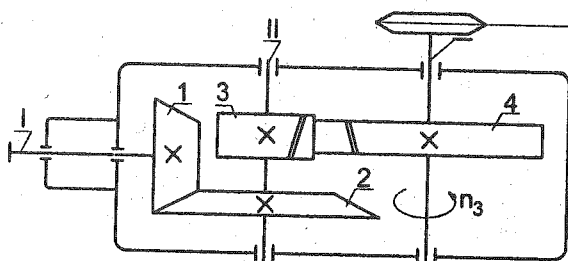
$$N_{FE} = 60c \sum_{i=1}^k \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^{m_F} n_i t_i, \text{ với } m_F = 6.$$

Từ công thức (5.13a) sẽ xác định được ứng suất môi uốn cho phép của bánh răng chủ động $[\sigma_{F1}]$, và bánh răng bị động $[\sigma_{F2}]$.

Khi thiết kế có thể sử dụng công thức sau đây để tính gần đúng giá trị $[\sigma_{Fi}]$.

$$[\sigma_{Fi}] = \frac{\sigma_{oFlimi}}{S_F} K_{FLi} \quad (5.13b)$$

Ví dụ 1. Xác định ứng suất môi tiếp xúc và ứng suất uốn cho phép trong bước tính thiết kế (tính gần đúng) các cặp bánh răng trong HGT côn trụ 2 cấp (hình 5.16) biết: $n_1 = 1440 \text{ vg/ph}$ và $u_1 = 4,28$; $u_2 = 4,45$. Chế độ chịu tải trọng thay đổi nhiều bậc với: $T_2 = 0,9T_1$; $t_1 = 5h$; $t_1 = 3h$; $t_{ck} = 8h$; $t_{\Sigma} = 15000h$.



Hình 5.16. Hộp giảm tốc côn trụ 2 cấp

a) Xác định ứng suất tiếp xúc cho phép cặp bánh côn răng thẳng:

Ứng suất tiếp xúc cho phép của bánh răng có thể xác định theo công thức gần đúng sau:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{oHlim} K_{HL}}{S_H}$$

Trong đó:

σ_{oHlim} là ứng suất tiếp xúc cho phép ứng với số chu kỳ cơ sở N_{H0} tra bảng 5.10 với thép 45 tôi cải thiện, chọn $H_1 = 250HB$ và $H_2 = 235HB$ nên $\sigma_{oHlim1} = 570MPa$ và $\sigma_{oHlim2} = 540MPa$.

S_H là hệ số an toàn khi tính về tiếp xúc, chọn $S_H = 1,1$.

K_{HL} là hệ số tuổi thọ, được xác định bằng công thức sau:

$$K_{HL} = m_H \sqrt{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}}$$

với: m_H là bậc đường cong môi khi thử về tiếp xúc: $m_H = 6$.

N_{H0} là số chu kỳ cơ sở khi thử về tiếp xúc: $N_{H0} = 30H^{2,4}$

Với bánh nhỏ: $N_{H01} = 30H_1^{2,4} = (30) \cdot (250^{2,4}) = 1,71 \cdot 10^6$

và bánh lớn: $N_{H02} = 30H_2^{2,4} = (30).(235^{2,4}) = 1,47.10^7$
 N_{HE} là số chu kỳ thay đổi ứng suất tương đương. Do bộ truyền chịu tải trọng thay đổi nhiều bậc nên N_{HE} được tính theo công thức sau:

$$N_{HE} = 60c \sum_{i=1}^k \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^3 n_i t_i$$

Với T_i , n_i và t_i lần lượt là mômen xoắn, vận tốc vòng và thời gian làm việc ở chế độ thứ i . Lần lượt thay số vào ta được (với $n_2 = n_1/u_1 = 1440/4,28 = 336,4$):

$$N_{HE2} = 60.c.n_2 \cdot \sum \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^3 t_i = (60).(1.336,4).(15000) \cdot [(1^3).(5) + (0,9^3).(3)]$$

$$= 218,16.10^7$$

$$\text{và } N_{HE1} = u N_{HE2} = (4,28).(218,16.10^7) = 921,69.10^7$$

Do $N_{HE1} > N_{H01}$ nên $K_{HL1} = 1$ (với $i = 1, 2$). Vậy:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{oHlim} K_{HL}}{S_H} = \frac{570}{1,1} = 518,2 \text{ MPa}$$

$$\text{và } [\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{oHlim} K_{HL}}{S_H} = \frac{540}{1,1} = 490,9 \text{ MPa}$$

Vậy ứng suất tiếp xúc cho phép trong tính toán của cặp bánh răng côn răng thẳng là:

$$[\sigma_H] = \min([\sigma_{H1}], [\sigma_{H2}]) = 490 \text{ MPa}$$

b) Xác định ứng suất cho phép của cặp bánh trụ răng nghiêng (xem sơ đồ hình 5.16).
 Do vật liệu và độ rắn mặt răng của các bánh răng côn và bánh răng trụ được chọn như nhau và do bánh răng trụ dẫn quay cùng tốc độ với bánh răng côn lớn nên: $N_{HE3} = N_{HE2} = 218,16.10^7 > N_{H03}$ và $K_{HL3} = 1$.

$$N_{HE4} = N_{HE3} / u_2 = N_{HE3} / 4,45 = 49,02.10^7 > N_{H04} \text{ và } K_{HL4} = 1.$$

$$\text{Vậy: } [\sigma_H]_3 = 518,2 \text{ MPa và } [\sigma_H]_4 = 490,9 \text{ MPa.}$$

Vì bánh trụ răng nghiêng nên: $[\sigma_H] = 0,5([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) = 504,5 \text{ MPa}$

c) Xác định ứng suất uốn cho phép của cặp bánh côn răng thẳng
 Trong bước tính thiết kế (tính sơ bộ), ứng suất uốn cho phép gần đúng xác định theo công thức (5.11b):

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{oFlim} K_{FL} K_{Fc}}{S_F}$$

Trong đó:

σ_{oFlim} là ứng suất uốn cho phép ứng với số chu kỳ cơ sở N_{F0} , theo bảng 5.10 ta có:



THƯ VIỆN
HUYẾT

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

$$\sigma_{0Flim1} = 1,8H_1.$$

Với $H_1 = 250HB$ và $H_2 = 235HB$, ta có:

$$\sigma_{0Flim1} = 1,8H_1 = (1,8).(250) = 450MPa$$

$$\sigma_{0Flim2} = 1,8H_2 = (1,8).(235) = 423MPa$$

S_F là hệ số an toàn khi tính về mỗi uốn, $S_F = 1,73$

K_{Fc} là hệ số ảnh hưởng của chế độ đặt tải, do bộ truyền quay 1 chiều nên $K_{Fc} = 1$.

K_{FL} là hệ số tuổi thọ, được xác định bằng công thức sau:

$$K_{FL} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}$$

Trong đó: m_F là bậc đường cong mỗi khi thử về uốn $m_F = 6$ khi $HB \leq 350$ hoặc bánh răng có mài góc lượn chân răng.

N_{F0} là số chu kỳ cơ sở khi thử về uốn: $N_{F0} = 4.10^6$ đối với tất cả các loại thép.

N_{FE} là số chu kỳ thay đổi ứng suất tương đương. Do bộ truyền chịu tải trọng thay đổi nhiều bậc nên N_{FE} được tính theo công thức:

$$N_{FE} = 60c \sum_{i=1}^k \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^{m_F} n_i t_i$$

Với T_i , n_i và t_i lần lượt là mômen xoắn, vận tốc vòng và thời gian làm việc ở chế độ thử i .

Thay số vào ta được:

$$N_{FE2} = (60).(1.337,6).(15000).[(1^6).(5) + (0,9^6).(3)] = 191,1.10^7$$

$$\text{Và } N_{FE1} = u.N_{FE2} = (4,28).(191,1.10^7) = 817,9.10^7$$

Do $N_{FEi} > N_{F0}$ nên $K_{FLi} = 1$ (với $i = 1, 2$), vậy:

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{0Flim2} K_{FL}}{S_F} K_{Fc} = \frac{423}{1,73} = 244,5MPa$$

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{0Flim1} K_{FL}}{S_F} K_{Fc} = \frac{450}{1,73} = 260MPa$$

d) Xác định ứng suất uốn cho phép cặp bánh trụ răng nghiêng

Tương tự, $N_{FE3} = N_{FE1} = 192.10^7 > N_{F01}$ nên $K_{FL3} = 1$

và $N_{FE4} = N_{FE3} / u_2 = N_{FE3} / 4,45 = 43,10.10^7 > N_{F02}$ nên $K_{FL4} = 1$

do đó: $[\sigma_{F3}] = 260MPa$ và $[\sigma_{F4}] = 244,5MPa$.



THƯ VIỆN
HUBT

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

5.3. TÍNH TOÁN BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG TRỤ

Tính toán bánh răng là xác định kích thước của bộ truyền, để ngăn ngừa các dạng hỏng có thể xảy ra. Sau đây sẽ trình bày phương pháp tính bánh răng theo độ bền tiếp xúc và theo độ bền uốn.

5.3.1. Tính bộ truyền bánh trụ răng thẳng

5.3.1.1 Tính bộ truyền bánh trụ răng thẳng theo độ bền tiếp xúc

Để ngăn ngừa dạng hỏng tróc rỗ, mài mòn và dính bề mặt răng cần phải tính bánh răng theo độ bền tiếp xúc, khi đó điều kiện bền mỏi tiếp xúc được viết dưới dạng sau:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_n}{2\rho}} \leq [\sigma_H] \quad (a)$$

Trong đó:

σ_H là ứng suất tiếp xúc trên bề mặt răng (σ_H được xác định khi chỉ có 1 đôi răng ăn khớp tại tâm).

Z_M là hệ số xét đến ảnh hưởng của vật liệu chế tạo bánh răng, phụ thuộc vào vật liệu chế tạo bánh răng và được xác định như sau:

$$Z_M = \sqrt{\frac{2E_1E_2}{\pi[E_2(1-\mu_1^2)^2 + E_1(1-\mu_2^2)^2]}}$$

Với bánh răng bằng thép:

$$E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}, \mu_1 = \mu_2 = 0,3 \text{ nên } Z_M = 275 \text{ MPa}^{1/2}$$

q_n là tải trọng riêng phân bố trên đường tiếp xúc, xác định như sau:

$$q_n = K_d \cdot K_H \cdot F_n / L_H$$

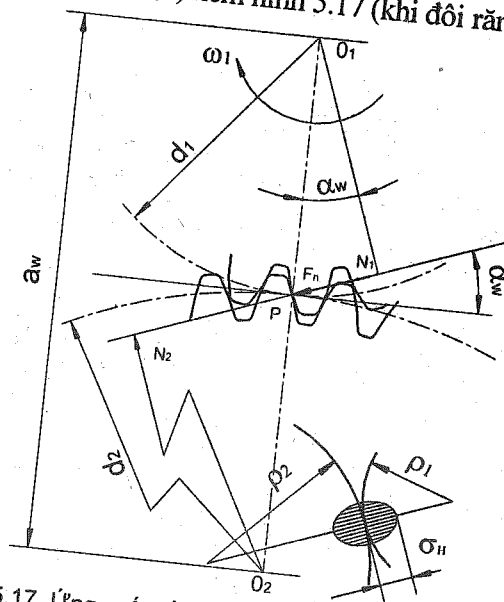
$$\text{Với: } F_n = F / \cos \alpha_w = 2 \cdot T_1 / d_1 \cdot \cos \alpha_w$$

L_H là tổng chiều dài tiếp xúc, với răng thẳng thì $L_H = b / Z_\epsilon^2$ và $Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4-\epsilon}{3}}$

$$\text{Vậy: } q_n = \frac{2 \cdot K_H \cdot K_d \cdot T_1}{d_1 \cdot \cos \alpha_w} \cdot \frac{Z_\epsilon^2}{b}$$

ρ là bán kính cong tương đương tại điểm tiếp xúc: $\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$

với $\rho_i = 0,5 \cdot d_{wi} \cdot \sin \alpha_w$ ($i=1,2$) xem hình 5.17 (khi đôi răng ăn khớp ở tâm).



Hình 5.17. Ứng suất tiếp xúc khi chịu tác dụng của F_n

Vậy: $\rho = d_{w1} \cdot u \cdot \sin \alpha_w / 2 \cdot (u \pm 1)$

Thay (*) và (**) vào (a):

(**)

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\epsilon}{d_{w1}} \sqrt{\frac{2 T_1 K_d K_H (u \pm 1)}{b_w u}} \leq [\sigma_H]$$

(5.15)

Công thức (5.15) được gọi là công thức tính kiểm nghiệm (hoặc công thức tính chính xác) bánh răng trụ thẳng theo độ bền tiếp xúc. Trong đó:

Z_M là hệ số xét đến ảnh hưởng của vật liệu chế tạo bánh răng, phụ thuộc vào vật liệu chế tạo bánh răng.

Z_H là hệ số xét đến ảnh hưởng của hình dạng mặt tiếp xúc, với bánh răng thân khai có góc ăn khớp α_w thì $Z_H = (2 / \sin 2\alpha_w)^{1/2}$

Z_ϵ là hệ số xét đến ảnh hưởng tổng chiều dài tiếp xúc và xác định như sau:

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon}{3}}$$

ϵ là hệ số trùng khớp, cặp bánh răng có $z_1; z_2$ thì:

$$\epsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right]$$

$[\sigma_H]$ là ứng suất tiếp xúc cho phép xác định theo (5.11a).

K_H là hệ số tải trọng tính toán xác định theo công thức (5.10a) và K_d là hệ số tải trọng động.

b_w là chiều rộng vành răng (mm), u là tỷ số truyền và T_1 (N.mm) là mômen xoắn tác dụng trên bánh răng dẫn.

Từ (5.15) để tính được kích thước bánh răng (a ; d_{w1} , b), thay $d_{w1} \approx d_1 = b \cdot \psi_d$, thường $0,25 < \psi_d < 1,5$. Với bánh răng tiêu chuẩn lấy $Z_H = 1,76$; $Z_E = 0,96$ và bánh răng bằng thép nên $Z_M = 275 \text{ MPa}^{1/2}$, suy ra đường kính bánh răng nhỏ d_1 :

$$d_1 \geq 77 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_d K_H (u \pm 1)}{\psi_d [\sigma_H]^2 u}} \quad (5.16a)$$

Hoặc nếu muốn tính khoảng cách trục a của bộ truyền thì thay $d_1 = 2a/(u \pm 1)$ và $a = b \cdot \psi_a = 2\psi_d/(u \pm 1)$ và ψ_a gọi là hệ số chiều rộng bánh răng, suy ra khoảng cách trục a như sau:

$$a \geq 49,5 (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_d K_H}{\psi_a [\sigma_H]^2 u}} \quad (5.16b)$$

Các công thức (5.16ab) được gọi là công thức thiết kế bộ truyền bánh răng thẳng theo độ bền tiếp xúc, trong đó:

K_d là hệ số tải trọng động (bảng 3.4).

K_H là hệ số tải trọng tính toán, do khi xác định d_1 hoặc a ta chưa biết trước các yếu tố ảnh hưởng (như kích thước, cấp chính xác, vận tốc làm việc, ... của bánh răng) nên có thể chọn sơ bộ $K_H = 1,1 \dots 1,4$.

$[\sigma_H]$ là ứng suất tiếp xúc cho phép sơ bộ xác định theo (5.12a).

Lấy dấu + khi bánh răng ăn khớp ngoài và dấu - khi cặp bánh răng ăn khớp trong.

ψ_a được chọn tùy thuộc vào vị trí tương đối của bánh răng so với gối đỡ trục (đối xứng, không đối xứng hoặc công xôn) và độ rắn HB, dao động trong khoảng $0,2 \dots 0,6$. Trong một số trường hợp cần giảm a (ví dụ bánh răng trong máy cán) có thể chọn ψ_a đến 1.

Khuyến cáo của các chuyên gia

- a) Từ (5.15) cho thấy muốn tăng khả năng tải của bộ truyền (tức cần giảm σ_H trên mặt răng) thì có thể giảm Z_H và Z_E , bằng cách sau:
- Tăng góc ăn khớp (α_w) bằng dịch chỉnh dương hoặc sử dụng bộ truyền có $\alpha = 25^\circ$.

- Tăng ϵ_α bằng cách sử dụng cặp bánh răng có z_1 lớn vì $z_1 = z_1 + z_2$ thì ϵ_α sẽ tăng

$$(\epsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right])$$

b) khoảng cách trục a tính theo công thức (5.16b) thường được lấy theo giá trị tiêu chuẩn (a_w) hoặc làm tròn tận cùng là 0 hoặc 5. Khoảng cách tiêu chuẩn có thể chọn theo đây sau (dãy 1):

$a_w = 40; 50; 63; 80; 100; 160; 200; 315; 400; \dots$

c) Sau khi xác định được a_w hoặc d_1 , tiến hành xác định các thông số ăn khớp và kích thước bánh răng.

Ví dụ 2a: Xác định khoảng cách trục bộ truyền bánh trụ răng thẳng với các số liệu sau: $u = 4,45$; $T_1 = 115414 \text{ Nmm}$, bánh răng bố trí đối xứng so với gối đỡ trục, chế độ tải trọng va đập nhẹ nên $K_d = 1,25$.

Ghi chú: Bánh răng bằng thép, ứng suất cho phép lấy ở ví dụ 1b nhưng do bánh răng trụ thẳng nên $[\sigma]_H = \min([\sigma]_{H3}, [\sigma]_{H4}) = 490 \text{ MPa}$.

Bài giải:

Khoảng cách tâm a bánh trụ răng thẳng xác định theo công thức sau:

$$a \geq 49,5(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_d K_H}{\psi_{ba} [\sigma_H]^2 u}}$$

Trong đó:

T_1 là mômen xoắn trên trục bánh răng chủ động, $T_1 = 115414 \text{ Nmm}$

$u = 4,45$

Chọn $\psi_{ba} = b/a = 0,4$

Chọn sơ bộ $K_H = 1,2$ và $[\sigma_H] = 490 \text{ MPa}$

Do đó: $a \geq 49,5(4,45 \pm 1) \sqrt[3]{\frac{(115414) \cdot (1,25) \cdot (1,2)}{(0,4) \cdot (490^2) \cdot (4,45)}} = 199,6 \text{ mm}$

Chọn $a_w = 200 \text{ mm}$.

5.3.1.2. Tính bộ truyền bánh trụ răng thẳng theo độ bền uốn

Để hạn chế dạng hỏng gãy răng (do mỏi hay do quá tải) cần phải tính theo độ bền uốn. Để xác định được ứng suất uốn ở chân răng khi răng chịu tải trọng, ta chấp nhận các giả thiết sau:

- Tải trọng tác dụng trên răng là tải trọng tập trung trên 1 đôi răng và tại đỉnh răng (cho rằng trong vùng ăn khớp chỉ có 1 đôi răng ăn khớp và xét thời điểm khi đôi răng ăn khớp ở đỉnh răng).

- Răng được xem như 1 dầm công xôn (ngàm ở tâm).

Để xác định ứng suất uốn, tiến hành phân tích F_n thành 2 thành phần và tính ứng suất ở chân răng do các thành phần lực này gây ra (hình 5.18).

$$F_n \cos \alpha_c \Rightarrow \sigma_u' = F_n \cdot l \cdot \cos \alpha_c / w$$

$$F_n \sin \alpha_c \Rightarrow \sigma_n = F_n \cdot \sin \alpha_c / A$$

Với A là diện tích tiết diện nguy hiểm ở chân răng: $A = b_w \cdot s$ (b là chiều rộng và s là chiều dày răng).

W là mômen chống uốn tiết diện ngang ở đáy răng: $W = s \cdot b_w^2 / 6$.

α_c là góc ăn khớp ở đỉnh răng.

l là khoảng cách từ điểm đặt lực đến đáy răng.

Từ hình 5.18 thấy rằng ứng suất uốn lớn nhất ở chân răng về phía chịu kéo vì vậy điều kiện bền uốn được viết dưới dạng sau (kể cả tập trung ứng suất ở chân răng và các yếu tố khác chưa xét đến):

$$\sigma_F = \alpha_\sigma (\sigma_u' - \sigma_n)$$

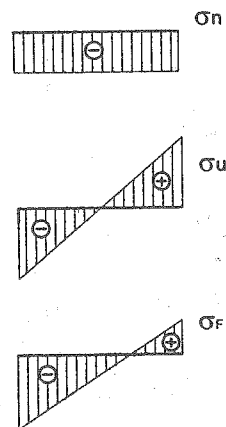
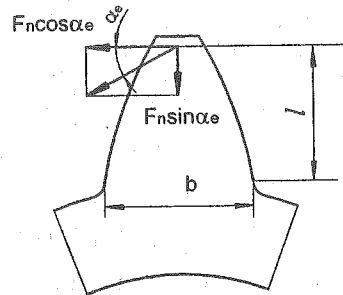
$$= K_d K_F F_n \left(\frac{6l \cos \alpha_c'}{s^2} - \frac{\sin \alpha_c'}{s} \right) \frac{1}{b_w} \leq [\sigma_F]$$

$$\text{Suy ra: } \sigma_{F1} = \frac{2T_1}{b_w d_{w1} m} K_d K_F Y_\epsilon Y_{F1} \leq [\sigma_{F1}]$$

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \sigma_{YF1} \leq [\sigma_{F2}]$$

Công thức (5.17) gọi là công thức kiểm nghiệm độ bền uốn răng bánh dẫn và răng bánh bị dẫn, trong đó:

$Y_\epsilon = 1/\epsilon_\alpha$ là hệ số xét đến điểm đặt lực trên răng thay đổi khi ăn khớp



Hình 5.18. Ứng suất uốn ở chân răng

(5.17)

$$Y_{Fi} = \frac{\alpha_\sigma}{\cos \alpha_w} \left(\frac{6e \cos \alpha_e}{g^2} - \frac{\sin \alpha_e}{g} \right) \text{ là hệ số dạng răng phụ thuộc vào}$$

hình dạng răng, tra bảng 5.12 theo z_i và x_i .

α_σ là hệ số tập trung ứng suất phụ thuộc vào góc lượn chân răng.

K_F là hệ số tải trọng tính toán xác định theo (5.10b).

Và $l = e.m$; $s = g.m$ (e và g là các hệ số tỷ lệ).

m là môđun bánh răng, d_{w1} và b_w lần lượt là đường kính bánh răng dẫn và chiều rộng bánh răng; $[\sigma]_{Fi}$ là ứng suất uốn cho phép của bánh răng dẫn và bị dẫn xác định theo công thức (5.13a).

Từ (5.17), muốn thiết kế bánh răng (xác định kích thước bánh răng, trong đó có m) tiến hành thay $d_{w1} \approx d_1 = m.z_1$ và $b = d_1.\psi_d$ và với bánh răng tiêu chuẩn, suy ra:

$$m_i \geq 1,43 \sqrt{\frac{T_1 K_d K_F Y_{Fi}}{z_1^2 \psi_d [\sigma_{Fi}]}} \text{ (mm)} \quad (5.18)$$

(5.18) là công thức thiết kế bánh trụ răng thẳng theo độ bền uốn, chú ý lần lượt lấy $i = 1, 2$ sẽ tính được môđun bánh răng dẫn và bị dẫn. Để bánh răng đủ bền thì lấy $m = \max(m_1, m_2)$. (Theo (5.18) thì môđun m có giá trị lớn nhất khi $(Y_{Fi}/[\sigma]_{Fi})_{\max}$ vì vậy thay $(Y_{Fi}/[\sigma]_{Fi})_{\max}$ vào (5.18) ta được m sau đó chọn môđun theo dãy tiêu chuẩn).

Trong đó:

K_d là hệ số tải trọng động.

K_F là hệ số tải trọng tính, có thể chọn sơ bộ $K_F = 1,15 \dots 1,5$.

ψ_d được chọn tùy thuộc vào vị trí tương đối của bánh răng so với gối đỡ trục (đối xứng, không đối xứng hoặc công xôn) và độ rắn HB, dao động trong khoảng $0,25 \dots 1,5$.

$[\sigma]_{Fi}$ là ứng suất uốn cho phép, xác định gần đúng theo (5.13b).



Bảng 5.12. Bảng xác định trị số hệ số dạng răng Y_F

Số răng z hoặc z_v	Hệ số dịch chỉnh x								
	0,8	0,7	0,5	0,3	0,1	0	-0,1	-0,3	-0,5
	Hệ số dạng răng Y_F								
12	2,97	3,12	3,46	3,89	-	-	-	-	-
14	3,02	3,13	3,42	3,78	-	-	-	-	-
16	3,05	3,15	3,40	3,72	-	-	-	-	-
17	3,07	3,26	3,40	3,67	4,03	4,26	-	-	-
20	3,11	3,21	3,39	3,61	3,89	4,08	4,28	-	-
22	3,13	3,24	3,39	3,59	3,82	4,0	4,14	-	-
25	3,17	3,28	3,39	3,57	3,77	3,90	3,92	4,28	-
30	3,22	3,33	3,40	3,54	3,70	3,80	3,81	4,14	-
40	3,29	3,38	3,42	3,53	3,63	3,70	3,74	3,92	4,13
50	3,33	3,38	3,38	3,52	3,60	3,65	3,68	3,81	3,96
60	3,37	3,41	3,41	3,50	3,59	3,62	3,65	3,74	3,84
80	3,43	3,45	3,45	3,47	3,58	3,61	3,63	3,68	3,73
100	3,47	3,49	3,49	3,45	3,58	3,60	3,61	3,65	3,68
150	-	-	-	-	-	3,60	3,60	3,63	3,63

Khuyến cáo của các chuyên gia

Tùy thuộc vào điều kiện làm việc, vật liệu chế tạo bánh răng mà bánh răng được thiết kế theo các chỉ tiêu độ bền khác nhau.

– Đối với bánh răng bằng thép, làm việc trong điều kiện che kín, bôi trơn tốt thì kích thước bánh răng được xác định theo độ bền tiếp xúc (xác định a theo (5.16b) hoặc d_1 theo (5.16a)) và sau đó được kiểm nghiệm lại theo độ bền tiếp xúc (công thức (5.15)) và theo độ bền uốn (công thức (5.17)).

– Đối với bánh răng để hở bôi trơn kém, bánh răng bằng gang hoặc bằng thép trong HGT nhưng có độ rắn bề mặt cao ($HRC > 50 \dots 60$) thì kích thước bánh răng được xác định theo độ bền uốn (xác định môđun theo công thức (5.18)), sau đó được kiểm nghiệm lại theo độ bền uốn và theo độ bền tiếp xúc).

5.3.2. Tính bộ truyền bánh trụ răng nghiêng

Ở bánh trụ răng nghiêng cũng có các dạng hỏng như trong bánh trụ răng thẳng, tuy nhiên do cấu tạo bánh răng nghiêng khác với cấu tạo bánh trụ răng thẳng nên giữa bánh trụ răng nghiêng và bánh trụ răng thẳng có những điểm khác biệt như các thông số ăn khớp, về lực tác dụng trên răng, về quá trình động lực học ăn khớp. Để việc tính toán độ bền được đơn giản nhưng

vẫn đảm bảo độ tin cậy cần thiết chúng ta cần xét đến những đặc điểm khác biệt này trong quá trình xây dựng các công thức thiết kế, kiểm nghiệm bánh trụ răng nghiêng.

5.3.2.1. Đặc điểm tính toán

– Bánh trụ răng nghiêng ăn khớp êm hơn so với bánh trụ răng thẳng do vậy tải trọng động tác dụng trên răng nghiêng sẽ nhỏ hơn so với răng thẳng.

Ở bánh trụ răng nghiêng các đôi răng không vào và ra khớp đột ngột như trong bánh trụ răng thẳng mà xảy ra một cách liên tục và từ từ (trong vùng ăn khớp luôn luôn có ít nhất 2 đôi răng ăn khớp (hình 5.19b), mặt khác do các đôi răng khi vào ăn khớp chúng tiếp xúc nhau tại 1 điểm sau đó vết tiếp xúc lan rộng dần và khi ra khớp lại thu về 1 điểm, ngoài ra khác với bộ truyền bánh trụ răng thẳng, ở bộ truyền bánh trụ răng nghiêng có thể chọn hệ số trùng khớp ngang $\varepsilon_\alpha < 1$ miễn là hệ số trùng khớp dọc $\varepsilon_\beta = \frac{b_w \tan \beta}{p_s} > 1$).

– Tải trọng riêng nhỏ hơn và phân bố không đều.

Ở trong bộ truyền bánh trụ răng thẳng các đôi răng sẽ tiếp xúc với tổng chiều dài tiếp xúc $L_{H\text{thẳng}} = b/Z\varepsilon^2$ (*) và nếu đảm bảo các yêu cầu kỹ thuật thì tải trọng riêng trên răng sẽ phân bố đều. Ngược lại, ở bộ truyền bánh trụ răng nghiêng các răng sẽ tiếp xúc với nhau trên tổng chiều dài không đổi, phụ thuộc vào ε_α được xác định như sau:

$$L_{H\text{nghiêng}} = b\varepsilon_\alpha / \cos\beta \text{ khi } \varepsilon_\alpha \text{ nguyên (**)}$$

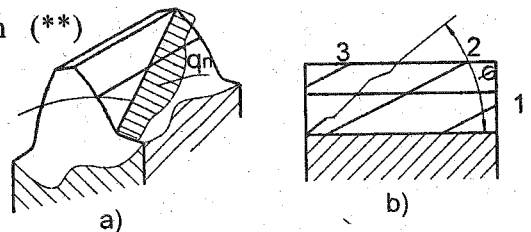
$$L_{H\text{nghiêng}} = K_\varepsilon b\varepsilon_\alpha / \cos\beta$$

khi ε_α không nguyên và thường $K_\varepsilon = 0,96 \dots 1$.

So sánh (*) và (**) ta thấy :

$$L_{H\text{nghiêng}} > L_{H\text{thẳng}}$$

$$\text{Suy ra: } q_{n.r.\text{nghiêng}} < q_{n.r.\text{thẳng}}$$



Hình 5.19. Phân bố tải trọng trên răng nghiêng

Mặt khác do đường tiếp xúc nằm chéch trên bề mặt răng nên mặc dù đảm bảo các yếu tố kỹ thuật thì tải trọng riêng vẫn phân bố không đều (do độ cứng tại các điểm tiếp xúc của đôi răng ăn khớp là không giống nhau) (hình 5.19a).

c) Bánh trụ răng nghiêng được thay thế bởi bánh trụ răng thẳng tương đương.

Xét dạng răng trong mặt phẳng pháp truyền với cạnh răng (hình 5.20), mặt phẳng này cắt hình trụ chia theo một hình elíp có bán kính trục lớn $2a = d/\cos\beta$ và bán kính trục nhỏ $2c = d$. Trong tiết diện này, ta thấy dạng

răng của bánh răng gần giống dạng răng của bánh trụ răng thẳng có môđun là $m = m_n$ và có bán kính là bán kính của vòng tròn ngoại tiếp với elip tại điểm E xác định như sau:

$$r_c = \frac{d_{td}}{2} = \frac{a^2}{c} = \frac{d}{2 \cos^2 \beta} \text{ và bánh trụ răng thẳng có bán kính } r_{td} \text{ được gọi}$$

là bánh răng tương đương.

Như vậy bánh trụ răng nghiêng có các thông số: m ; $m_s = m/\cos\beta$; z ; β và b sẽ được thay thế bởi bánh trụ răng thẳng tương đương có các thông số xác định theo công thức (5.19) sau đây:

Môđun: m

Số răng và đường kính tương đương: $z_{td} = z/\cos^3\beta$; $d_{td} = d/\cos^2\beta$ (5.19)

Chiều rộng bánh răng là b .

5.3.2.2. Tính bộ truyền bánh trụ răng nghiêng theo độ bền tiếp xúc

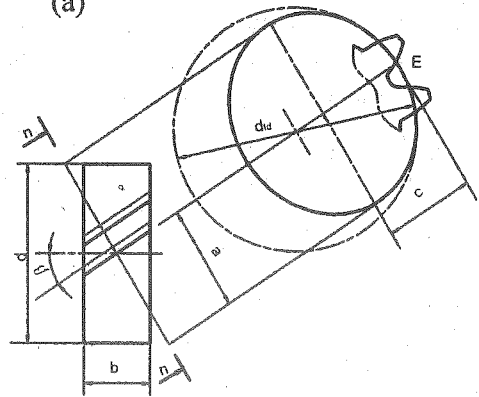
Tương tự bánh trụ răng thẳng, điều kiện bền tiếp xúc có dạng sau:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_n}{2\rho}} \leq [\sigma_H] \quad (a)$$

Khi xác định các đại lượng trong công thức (a), cần lưu ý những điểm sau:

Tải trọng riêng: $q_n = F_n/L_{Hnghiêng}$ và tính qua bánh trụ răng thẳng tương đương với bán kính cong là ρ_{td} .

Từ đó suy ra công thức kiểm nghiệm (5.20) và công thức thiết kế (5.21ab):



Hình 5.20. Bánh răng tương đương

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\epsilon}{d_{w1}} \sqrt{\frac{2 T_1 K_d K_H (u+1)}{b_w u}} \leq [\sigma_H] \quad (5.20)$$

$$d_1 \geq 68 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_d K_H (u+1)}{\psi_d [\sigma_H]^2 u}} \quad (5.21a)$$

$$a \geq 43 (u+1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_d K_H}{\psi_d [\sigma_H]^2 u}} \quad (5.21b)$$

Trong đó:

Z_M là hệ số xét đến ảnh hưởng của vật liệu chế tạo bánh răng, nếu bánh răng bằng thép thì $Z_M = 275\text{MPa}^{1/2}$.

Z_H là hệ số xét đến ảnh hưởng của hình dạng mặt tiếp xúc, với bánh răng thân khai có góc ăn khớp α_w thì $Z_H = (2\cos\beta/\sin 2\alpha_w)^{1/2}$.

Z_ϵ là hệ số xét đến ảnh hưởng tổng chiều dài tiếp xúc và $Z_\epsilon = (1/\epsilon_\alpha)^{1/2}$

ϵ là hệ số trùng khớp, cặp bánh răng có $z_1; z_2$

$$\text{thì: } \epsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos\beta$$

$[\sigma_H]$ là ứng suất tiếp xúc cho phép.

K_H là hệ số tải trọng tính toán; K_d là hệ số tải trọng động.

b_w là chiều rộng vành răng (mm), u là tỷ số truyền và $T_1(\text{N.mm})$ là mômen xoắn tác dụng trên bánh răng dẫn.

Khuyến cáo của các chuyên gia

Khi thiết kế bánh trụ răng nghiêng thì việc lựa chọn góc nghiêng sẽ ảnh hưởng đến khả năng tải, tính chất làm việc cũng như kết cấu, kích thước của các chi tiết liên quan (trục, bộ phận ổ đỡ trục,...), vì vậy góc $\beta_{\min}$ được chọn sao cho có thể phát huy tối đa những ưu điểm của bánh răng nghiêng và $\beta_{\max}$ được chọn sao cho $F_a = F_t \cdot \tan\beta$ là nhỏ nhất, đồng thời đảm bảo hệ số trùng khớp dọc $\epsilon_\beta > 1,1$.

Thực tế thường chọn: bánh trụ răng nghiêng $8^\circ < \beta < 20^\circ$ và răng chữ V: $30^\circ < \beta < 40^\circ$

Ví dụ 2b: Xác định khoảng cách trục bộ truyền bánh trụ răng nghiêng với các số liệu sau: $u = 4,45$; $T_1 = 115414\text{Nmm}$.

Ghi chú: Bánh răng bằng thép, ứng suất cho phép lấy ở ví dụ 1c.

Bài giải:

Khoảng cách tâm a bánh trụ răng nghiêng xác định theo công thức sau:

$$a \geq 43(u+1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_d K_H}{\psi_{ba} [\sigma_H]^2 u}}$$

Trong đó:

T_1 : là mômen xoắn trên trục bánh răng chủ động, $T_1 = 115414\text{Nmm}$

$u = 4,45$

Chọn: $\psi_{ba} = b/a = 0,4$; $K_d = 1,25$

Chọn sơ bộ: $K_H = 1,2$ và $[\sigma_H] = 504\text{MPa}$

Do đó: $a \geq 43(4,45 + 1) \sqrt[3]{\frac{(115414) \cdot (1,25) \cdot (1,2)}{(0,4) \cdot (504)^2 \cdot (4,45)}} = 170,17\text{mm}$

Chọn: $a_w = 160\text{mm}$ (a_w chọn theo đây tiêu chuẩn).

5.3.2.3. Tính bộ truyền bánh trụ răng nghiêng theo độ bền uốn

Việc tính toán bánh trụ răng nghiêng theo độ bền uốn cũng tương tự như đối với bộ truyền bánh trụ răng thẳng, tuy nhiên do tiết diện phá hỏng ở răng nghiêng nằm chệch trên bề mặt răng và tạo với mặt phẳng đáy răng một góc φ nên cần đưa thêm vào hệ số Y_β để xét đến yếu tố này, mặt khác do tính qua bánh trụ răng thẳng tương đương nên hệ số dạng răng được xác định theo số răng tương đương z_{tdi} . Ta có các công thức kiểm nghiệm (5.22) và công thức thiết kế (5.23) sau đây:

$$\sigma_{F1} = \frac{2T_1}{b_w d_{w1} m} K_d K_F Y_{F1} Y_\epsilon Y_\beta \leq [\sigma_{F1}] \quad (5.22)$$

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \sigma_{F1}$$

$$m \geq 1,12 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_d K_F Y_F}{z_1^2 \psi_d [\sigma_F]}} \text{ (mm)} \quad (5.23)$$

Trong đó:

Y_{Fi} tra theo $z_{tdi} = z_i / \cos^3 \beta$ ($i=1,2$) (bảng 5.12).

$Y_\beta = 1 - (\beta^0 / 140)$.

$Y_\epsilon = 1/\epsilon_\alpha$ là hệ số xét đến điểm đặt lực trên răng thay đổi khi ăn khớp.

Các hệ số khác xác định tương tự bộ truyền bánh trụ răng thẳng.

5.4. TÍNH TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG CÔN

Trong phần trên chúng ta đã xem xét về cấu tạo, các thông số và công thức xác định các kích thước của bộ truyền bánh răng côn. Trong mục này chúng ta sẽ đề cập đến phương pháp tính toán xác định các kích thước theo độ bền. Do đặc điểm cấu tạo răng của bánh răng côn khác với bánh răng trụ nên bánh răng côn cũng có những đặc điểm sau đây:

– Do răng phân bố trên mặt côn và tiết diện răng thay đổi nên tải trọng riêng phân bố trên răng thay đổi theo quy luật bậc nhất với cường độ $q_{\max}$ và $q_{\min}$ và thường tiến hành tính toán qua tiết diện trung bình của bánh răng nên lấy $q_n = 0,5(q_{\max} + q_{\min})$.

– Coi sự ăn khớp của bánh răng côn như sự ăn khớp của bánh trụ răng thẳng tương đương với các thông số xác định theo các công thức (5.6).

– Thực nghiệm chứng tỏ rằng sức bền bánh răng côn chỉ bằng khoảng 85% sức bền bánh trụ răng thẳng tương đương, vì vậy nếu tính qua bánh răng trụ thẳng tương đương phải đưa vào hệ số 0,85.

5.4.1. Tính theo độ bền tiếp xúc (bánh côn răng thẳng)

Điều kiện bền tiếp xúc có dạng sau:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_n}{2\rho}} \leq [\sigma_H] \quad (a)$$

Khi xác định các đại lượng trong công thức (a), cần lưu ý những điểm sau:

Tải trọng riêng: $q_n = 0,5(q_{\max} + q_{\min}) = F_n/L_H$

Tính qua bánh trụ răng thẳng tương đương với bánh kính cong là ρ xác định như sau: $\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{2 \cdot \cos \delta_1}{d_{m1} \cdot \sin \alpha} + \frac{2 \cdot \cos \delta_2}{d_{m2} \cdot \sin \alpha}$, thay $\cos \delta_1 = \frac{u}{\sqrt{u^2 + 1}}$ và $\cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{u^2 + 1}}$ và biến đổi ta được: $\rho = \frac{u \cdot d_{m1} \cdot \sin \alpha}{2\sqrt{u^2 + 1}}$

Từ đó suy ra công thức kiểm nghiệm (5.24) và công thức thiết kế (5.25ab):

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\epsilon}{d_{m1}} \sqrt{\frac{2T_1 K_d K_H \sqrt{1+u^2}}{0,85 b u}} \leq [\sigma_H] \quad (5.24)$$

$$d_{m1} \geq 77 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_d K_H \sqrt{1+u^2}}{0,85 \psi_d [\sigma_H]^2 u}} \quad (5.25a)$$

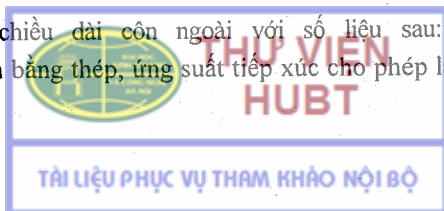
$$R_e = 50 \sqrt{1+u^2} \sqrt[3]{\frac{T_1 K_d K_H}{(1-\psi_R) \psi_R u [\sigma_H]^2}} \quad (5.25b)$$

Trong đó:

$Z_M, Z_H, Z_\epsilon, K_H$ và K_d xác định như bộ truyền bánh trụ răng thẳng.

$\psi_b = b/d_{m1}$ và $\psi_R = b/R_e = (0,25 \dots \leq 0,3)$.

Ví dụ 2c: Xác định chiều dài côn ngoài với số liệu sau: $T_1 = 28185 \text{ Nmm}$; $u = 4,28$. Bánh răng côn bằng thép, ứng suất tiếp xúc cho phép lấy ở ví dụ 1a, chế độ làm việc: va đập nhẹ.



Bài giải:

Chiều dài côn ngoài được xác định theo công thức sau:

$$R_e \geq 50\sqrt{u^2 + 1} \sqrt[3]{\frac{T_1 K_d K_H}{[(1 - \psi_R) \psi_R u [\sigma_H]^2]}}$$

Trong đó:

T_1 (N.mm) là mômen xoắn trên trục bánh răng chủ động, $T_1 = 28185$ Nmm; và u là tỷ số truyền, $u = 4,28$.

$\psi_R = b/R_e$ hệ số chiều rộng vành răng, chọn $\psi_R = 0,25$.

$[\sigma_H] = 490$ MPa, ứng suất tiếp xúc cho phép tính toán.

K_H – hệ số tải trọng tính toán khi tính về tiếp xúc. Do bánh răng lắp công xôn và không đối xứng, chọn sơ bộ $K_H = 1,15$.

Chế độ làm việc và đập nhẹ nên $K_d = 1,25$ (chương 3, bảng 3.4).

$$\text{Vậy: } R_e = 50\sqrt{4,28^2 + 1} \sqrt[3]{\frac{(28185).(1,25)(1,15)}{[(1 - 0,25)(0,25).(4,28).(490)^2]}} = 132,54\text{mm}$$

5.4.2. Tính theo độ bền uốn

Tương tự bánh răng trụ ta có công thức kiểm nghiệm (5.26) và công thức thiết kế (5.27) theo độ bền uốn như sau:

$$\begin{aligned} \sigma_{F1} &= \frac{2T_1}{0,85b_w d_{m1} m_m} K_d K_F Y_{F1} Y_\epsilon \leq [\sigma_{F1}] \\ \sigma_{F2} &= \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}] \end{aligned} \quad (5.26)$$

Trong đó:

K_F , K_d và Y_ϵ xác định như bộ truyền bánh trụ răng thẳng.

Y_{Fi} là hệ số dạng răng được tra theo $z_{tdi} = z_i / \cos \delta_i$

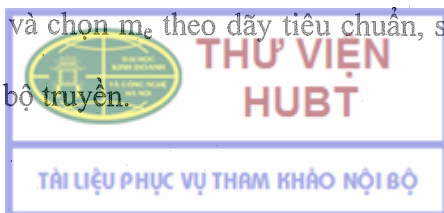
m_m môđun trung bình:

$$m_m = 1,4 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_d K_F Y_F}{0,85 \cdot \psi_R \cdot z_1^2 \cdot [\sigma_F]}} \quad (5.27)$$

Từ m_m tính được m_e theo công thức sau:

$$m_e = \frac{m_m}{(1 - 0,5\psi_R)} \text{ và chọn } m_e \text{ theo dãy tiêu chuẩn, sau đó tính toán xác}$$

định các thông số của bộ truyền.



5.5. CÁC BƯỚC THIẾT KẾ BÁNH RĂNG

Trên cơ sở các công thức tính toán bánh răng theo độ bền và dựa vào các dạng hỏng chính xuất phát từ điều kiện làm việc cụ thể mà người thiết kế có thể lựa chọn cho mình một quá trình thiết kế thích hợp. Sau đây giới thiệu các bước thiết kế bánh răng theo độ bền tiếp xúc và theo độ bền uốn.

A – Dữ liệu thiết kế

Để thiết kế bánh răng người thiết kế cần có các số liệu sau đây: Công suất hoặc mômen truyền trên bánh chủ động (P_1 hoặc T_1); Số vòng quay n_1 và n_2 hoặc tỷ số truyền động u ; Chế độ tải của cơ cấu chấp hành (không đổi hay thay đổi); Đặc tính làm việc êm, va đập nhẹ, vừa hay nặng,... nguồn dẫn động và các yêu cầu khác như kích thước khuôn khổ, vị trí bánh răng trên trục (sơ đồ bố trí bánh răng).

B – Các bước thiết kế bánh răng theo độ bền tiếp xúc

Bánh răng được thiết kế theo trình tự sau đây:

1. Chọn vật liệu;
2. Xác định ứng suất cho phép;
3. Tính thiết kế (tính sơ bộ);
4. Tính kiểm nghiệm;
5. Xác định thông số và các kích thước cơ bản;
6. Xác định lực tác dụng;
7. Thiết kế kết cấu bánh răng.

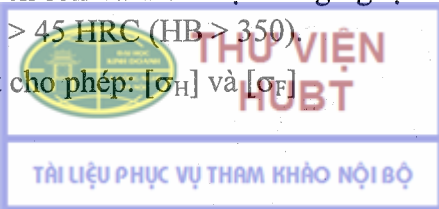
Sau đây sẽ giải thích thêm cụ thể trong các bước nên tiến hành như thế nào.

1. Chọn vật liệu và phương pháp nhiệt luyện.

– Khi công suất nhỏ và trung bình: Vật liệu nhóm I (vật liệu cả 2 bánh cùng loại hoặc vật liệu bánh nhỏ chọn tốt hơn và để đảm bảo khả năng chạy mòn tốt thường $H_1 = H_2 + (10 \dots 15)HB$).

– Khi công suất truyền lớn và điều kiện công nghệ cho phép nên dùng vật liệu nhóm II, với $H_{1,2} > 45 \text{ HRC}$ ($HB > 350$).

2. Xác định ứng suất cho phép: $[\sigma_H]$ và $[\sigma_F]$



a) *Xác định $[\sigma_H]$*

– Vì chưa biết các yếu tố như kích thước, cấp chính xác, vận tốc làm việc,... của bánh răng nên sơ bộ chọn $Z_R Z_V K_s = 1$ và từ (5.11b) xác định được ứng suất $[\sigma_{Hi}]$ ($i=1,2$).

– Giá trị ứng suất cho phép tính toán phù hợp (bánh trụ răng thẳng và bánh côn răng thẳng sử dụng (5.12a); bánh trụ răng nghiêng sử dụng (5.12b)).

b) *Xác định $[\sigma_F]$*

Tương tự như khi xác định $[\sigma_{Hi}]$, sơ bộ chọn $Y_R Y_s K_s = 1$ và từ (5.13b) xác định được ứng suất $[\sigma_{Fi}]$ ($i=1, 2$).

3. Tính thiết kế

Người thiết kế phải quyết định lựa chọn công thức nào trong bước thiết kế sơ bộ, điều này tùy thuộc vào loại bộ truyền mà bạn đang thiết kế và sự tiện lợi trong quá trình thiết kế.

a) *Xác định sơ bộ kích thước bộ truyền*

– Nếu bạn thiết kế bộ truyền bánh trụ răng thẳng: bạn có thể sử dụng công thức (5.16a) để xác định sơ bộ đường kính d_1 hoặc (5.16b) để xác định khoảng cách trục a.

– Nếu bạn thiết kế bộ truyền bánh trụ răng nghiêng: bạn có thể sử dụng công thức (5.21a) để xác định sơ bộ đường kính d_1 hoặc (5.21b) để xác định khoảng cách trục a.

Ghi chú: Với bộ truyền bánh răng trụ thì sau khi xác định được a cần lấy theo giá trị theo tiêu chuẩn hoặc làm tròn theo giá trị có lợi nhất, thường tận cùng 0 hoặc 5, ký hiệu a_w .

– Nếu bạn thiết kế bộ truyền bánh côn răng thẳng: bạn có thể sử dụng công thức (5.25a) để xác định sơ bộ đường kính d_{m1} hoặc (5.25b) để xác định sơ bộ R_e .

Để sử dụng các công thức trên, người thiết kế cần chọn sơ bộ trước:

Hệ số tải trọng tính toán $K_H = 1,1 \dots 1,4$ (đối với tất cả các loại bánh răng).

Chọn $\psi_a = 0,2 \dots 0,6$ tùy thuộc vị trí bánh răng lắp trên trục.

Hoặc $\psi_R = 0,25 \dots 0,3$ (nếu thiết kế bánh răng côn).

Và xác định hệ số tải trọng động K_d tra bảng 3.4 (chương 3).

b) *Xác định các thông số ăn khớp*

– Nếu bạn thiết kế bộ truyền bánh trụ răng thẳng.

+ Chọn môđun theo công thức kinh nghiệm sau đây: $m = (0,01 \dots 0,02)a_w$, sau đó lấy m theo tiêu chuẩn và nhỏ nhất nhưng cần đảm bảo điều kiện bền uốn và thường với các bộ truyền lực nên lấy $m > 1,5\text{mm}$.

+ Xác định số răng z_1 và z_2

Xác định z_1 theo công thức sau: $z_1 = 2a_w / m(u \pm 1)$ (5.28a)

Và tính $z_2 = uz_1$

+ Xác định hệ số dịch chỉnh x_1, x_2 khi $z_1 < 17$

hoặc khi $a_w \neq a = 0,5m \cdot z_1(u \pm 1)$.

– Nếu bạn thiết kế bộ truyền bánh răng trụ nghiêng thì:

+ Chọn môđun (làm tương tự như bánh răng trụ thẳng).

+ Chọn sơ bộ góc nghiêng β trong giới hạn $\beta = (8^\circ \dots 20^\circ)$ và $\beta = (30^\circ \dots 40^\circ)$ với bánh răng chữ V.

+ Tính z_1 theo công thức sau:

$$z_1 = \frac{2a_w \cos \beta}{m(u + 1)} \quad (5.28b)$$

Và tính: $z_2 = uz_1$

Tính chính xác góc nghiêng theo công thức sau: $\cos \beta = m(z_1 + z_2) / 2a_w$ và suy ra góc β .

c) Nếu bạn thiết kế bộ truyền bánh răng côn răng thẳng thì thực hiện các bước sau đây:

– Từ giá trị R_e , tiến hành xác định đường kính vòng ngoài d_{e1} theo công thức sau: $d_{e1} = \frac{2R_e}{\sqrt{u_2 + 1}}$

– Tra bảng 5.13 được số răng z_{1p} . Sau đó tùy thuộc vào độ rắn mặt răng H_1 và H_2 mà chọn số răng z_1 như sau:

Nếu H_1 và $H_2 < 350\text{HRC}$ thì $z_1 = 1,6z_{1p}$; Nếu $H_1 > 45\text{HRC}$ và $H_2 < 350\text{HB}$ thì $z_1 = 1,3z_{1p}$

Nếu H_1 và $H_2 > 45\text{HRC}$ thì $z_1 = z_{1p}$

– Tính $d_{m1} = (1 - 0,5\psi_R)d_{e1}$, suy ra môđun trung bình: $m_m = d_{m1}/z_1$

– Xác định môđun m_e : $m_e = m_m / (1 - 0,5\psi_R)$, và chọn m_e theo dãy tiêu chuẩn sau đó xác định chính xác $m_m = m_e(1 - 0,5\psi_R)$ và $d_{m1} = m_m \cdot z_1$

– Tính $z_2 = u \cdot z_1$

– Tính góc côn chia $\delta_1 = \arctg(z_1/z_2)$ và $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$.

Bảng 5.13. Chọn giá trị z_{1p} theo d_{e1} và tỷ số truyền u

d_{e1}	Bánh côn răng thẳng					Bánh côn răng nghiêng hoặc răng cung tròn				
	Tỷ số truyền					Tỷ số truyền				
	1	2	3,15	4	6	1	2	3,15	4	6
	Số răng z_{1p}									
40	24	20	18	16	15	21	16	12	11	9
60	24	20	18	16	15	21	16	13	12	10
80	25	21	19	17	16	22	17	14	13	10
100	25	21	19	17	16	23	17	15	13	11
125	26	22	20	18	17	24	18	16	14	12
160	27	24	22	21	18	26	20	18	17	14
200	30	28	27	24	22	29	24	22	20	18

Các ví dụ sau đây minh họa các bước trong mục 5.5 cho các bộ truyền bánh trụ răng thẳng, răng nghiêng và bộ truyền bánh côn răng thẳng.

Ví dụ 4: Xác định thông số ăn khớp cho các bộ truyền sau:

a) Bộ truyền bánh trụ răng thẳng có $a_w = 200\text{mm}$, $u = 4,45$, sai lệch $[\Delta u] < 3\%$.

Do $H_{1,2} < 350\text{HB}$ nên $m = (0,01 \dots 0,02)a_w = (2,0 \dots 4,0)\text{mm}$, chọn $m = 2,5\text{mm}$.

Số răng z_1 và z_2 được xác định theo công thức sau:

$$z_1 = \frac{2a_w}{m(u+1)} = \frac{(2) \cdot (200)}{(2,5) \cdot (4,45 + 1)} = 29,35$$

Chọn $z_1 = 29$, tính $z_2 = uz_1 = (4,45) \cdot (29) = 129,05$ lấy $z_2 = 129$ răng.

Tỷ số truyền thực sẽ là: $u_t = z_2/z_1 = 129/29 = 4,448$

Sai lệch tỷ số truyền sẽ là: $\Delta u = (u_t - u)/u = (4,448 - 4,45)/4,45 = 0,04\% < [\Delta u]$

Khoảng cách tâm của bộ truyền sẽ là:

$$a = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) = \frac{2,5}{2}(29 + 129) = 197,5\text{mm}$$

Do khoảng cách trục ($a = 197,5\text{mm}$) tính theo thông số ăn khớp khác với khoảng cách $a_w = 200\text{mm}$ nên cần tính dịch chỉnh bánh răng. Có thể tính hệ số dịch chỉnh x_1 và x_2 như sau:

– Xác định góc ăn khớp α_{tw} theo công thức sau:

$$\cos \alpha_{tw} = m \cdot z_1 \cdot \cos \alpha / (2a_w)$$

$$\cos \alpha_{tw} = (2,5) \cdot (158) \cdot (0,9396) / ((2) \cdot (200)) = 0,9278$$

Do đó $\alpha_{tw} = 21,90^\circ$.

– Xác định hệ số dịch chỉnh tổng x_t theo công thức:



$$x_t = x_1 + x_2 = [(z_1 + z_2) \cdot (\text{inv}\alpha_w - \text{inv}\alpha)] / 2 \tan \alpha$$

$$x_t = [(29 + 129) \cdot (0,01977 - 0,01490)] / 2 \cdot (0,3637) = 1,1$$

Tra bảng $\text{inv}\alpha$ (bảng 5.14) được $\text{inv}21,9^\circ = 0,01977$; $\text{inv}20^\circ = 0,014904$ và $\tan 20^\circ = 0,36397$.

– Xác định hệ số dịch chỉnh bánh dẫn x_1 theo công thức sau:

$$x_1 = (u_t \cdot x_t) / (1 + u_t) = (4,44) \cdot (1,1) / (1 + 4,44) = 0,897$$

Hệ số x_1 tính được cần thỏa mãn điều kiện sau: $x_{1\min} < x_1 < x_{1\max}$

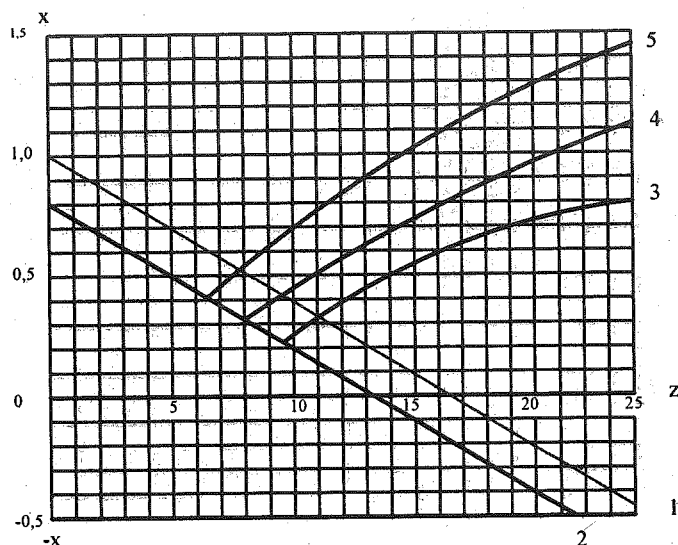
Trong đó $x_{1\min}$ là hệ số dịch chỉnh tránh cắt lẹm chân răng, tra theo bảng 5.15.

$x_{1\max}$ là hệ số dịch chỉnh tránh nhon răng, xác định theo đồ thị hình 5.21. Từ đồ thị thấy rằng với $z_1 = 25$ và ứng với $S_a = 0,4\text{m}$ thì $x_{1\max}$ lớn hơn 0,71. Vậy với bánh răng có $z_1 = 29$ có thể chọn $x_1 = 0,71$.

– Xác định hệ số dịch chỉnh x_2 : $x_2 = x_t - x_1$

$$x_2 = 1,1 - 0,75 = 0,35$$

Ghi chú: Nếu $x_1 < 0$ thì có thể x_1 chọn trước, sau đó tính x_2 .



Ghi chú:

1. Đường cong tính theo lý thuyết ; 2. Đường cong tính theo thực tế; 3. Giá trị x ứng với $S_a = 0,4\text{m}$; 4. Giá trị x ứng với $S_a = 0,22\text{m}$; 5. Giá trị x lớn nhất gây nhon răng.

Hình 5.21. Đồ thị xác định hệ số dịch chỉnh tránh nhon răng



Bảng 5.14. Hàm $\text{inv}\alpha = \tan\alpha - \alpha^0\pi/180^0$

α^0	,0	,1	,2	,3	,4	,5	,6	,7	,8	,9
10	0,0017941	0,0018489	0,0019048	0,001969	0,0020201	0,0020795	0,0021400	0,0022017	0,0022646	0,023288
11	0,0023941	0,0024607	0,0025285	0,0025975	0,0026678	0,0027394	0,0028123	0,0028865	0,0029620	0,0030389
12	0,0031171	0,0031966	0,0032775	0,0033598	0,0034434	0,0035285	0,0036150	0,0037029	0,0037923	0,0038831
13	0,0039754	0,0040692	0,0041644	0,0042612	0,0043595	0,0044593	0,0045607	0,0046636	0,0047681	0,0048742
14	0,0049819	0,0050912	0,0052022	0,0053147	0,0054290	0,0055448	0,0056624	0,0057817	0,0059027	0,0060254
15	0,0061498	0,0062760	0,0064039	0,0065337	0,0066652	0,0067985	0,0069337	0,0070706	0,0072095	0,0073501
16	0,0074927	0,0076372	0,0077835	0,0079318	0,0080820	0,0082342	0,0083883	0,0085444	0,0087025	0,0088626
17	0,0090247	0,0091889	0,0093551	0,0095234	0,0096937	0,0098662	0,0100407	0,0102174	0,0103963	0,0105773
18	0,010760	0,010946	0,011135	0,011323	0,011515	0,011709	0,011906	0,012105	0,012306	0,012509
19	0,012715	0,012923	0,013134	0,013346	0,013562	0,013779	0,013999	0,014222	0,014447	0,014674
20	0,014904	0,015137	0,015372	0,015609	0,015849	0,016092	0,016337	0,016585	0,016836	0,017089
21	0,017345	0,017603	0,017865	0,018129	0,018395	0,018665	0,018937	0,019212	0,019490	0,019770
22	0,020054	0,020340	0,020629	0,020921	0,021217	0,021514	0,021815	0,022119	0,022426	0,022736
23	0,023049	0,023365	0,023684	0,024006	0,024332	0,024660	0,024992	0,025326	0,025664	0,026005
24	0,026350	0,026697	0,027048	0,027402	0,027760	0,028121	0,028485	0,028852	0,029223	0,029600
25	0,029975	0,034364	0,030741	0,031130	0,031521	0,031917	0,032315	0,032718	0,033124	0,033534
26	0,033947	0,038742	0,034785	0,035209	0,035637	0,036069	0,036505	0,036945	0,037338	0,037835
27	0,038287	0,038742	0,039201	0,039664	0,040131	0,040602	0,041076	0,041556	0,042039	0,042526
28	0,043017	0,043513	0,044012	0,044516	0,045024	0,045537	0,046054	0,046575	0,047100	0,047630
29	0,048164	0,048702	0,049245	0,049792	0,050344	0,050901	0,051462	0,052027	0,052597	0,053172
30	0,053751	0,054336	0,054924	0,055518	0,056116	0,056720	0,057328	0,057940	0,058558	0,059181
31	0,059809	0,060441	0,061079	0,061721	0,062369	0,063022	0,063680	0,064343	0,065012	0,065685
32	0,066364	0,067048	0,067738	0,068432	0,069133	0,069838	0,070549	0,071266	0,071988	0,072716
33	0,073499	0,074188	0,074932	0,075683	0,076439	0,077200	0,077968	0,078741	0,079520	0,080306
34	0,081097	0,081894	0,082697	0,083506	0,084321	0,085142	0,085970	0,086804	0,087644	0,088490
35	0,089342	0,090201	0,091067	0,091938	0,092816	0,093701	0,094592	0,095490	0,096395	0,097306
36	0,098224	0,099149	0,100080	0,101019	0,101964	0,102916	0,103875	0,104841	0,105814	0,106795
37	0,107782	0,108777	0,109779	0,110788	0,111805	0,112829	0,113860	0,114899	0,115945	0,116999
38	0,118061	0,119130	0,120207	0,121291	0,122384	0,123484	0,124592	0,125709	0,126833	0,127965
39	0,129106	0,130254	0,131411	0,132576	0,133750	0,134931	0,136122	0,137320	0,138528	0,139743
40	0,140968	0,142201	0,143443	0,144694	0,145954	0,147222	0,148500	0,149787	0,151083	0,152388
41	0,153702	0,155025	0,156358	0,157700	0,159052	0,160414	0,161785	0,163165	0,164556	0,165956
42	0,167366	0,168786	0,170216	0,171656	0,173106	0,174566	0,176037	0,177518	0,179009	0,180511
43	0,182024	0,183547	0,185080	0,186625	0,188180	0,189746	0,191324	0,192912	0,194511	0,196122
44	0,197744	0,199377	0,201022	0,202678	0,204346	0,206026	0,207717	0,209420	0,211135	0,212863



**THƯ VIỆN
HUBT**

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Bảng 5.15. Giá trị hệ số dịch chỉnh nhỏ nhất phụ thuộc số răng z khi $f_0 = 1$

Z	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
x	0,53	0,474	0,416	0,358	0,300	0,241	0,182	0,124	0,065	-0,006	-0,052

Vậy thông số ăn khớp của bộ truyền bánh trụ thẳng có $a_w = 200\text{mm}$, $u = 4,448$ sẽ là:

- Môđun $m = 2,5\text{mm}$
- Số răng $z_1 = 29$ và $z_2 = 129$.
- Hệ số dịch chỉnh $x_1 = 0,1835$ và $x_2 = 0,8605$.
- Khoảng dịch tâm $y = x_m$; $y_1 = 0,458$ và $y_2 = 0,2151$.
- Góc ăn khớp $\alpha_{tw} = 21,90^\circ$

Chú ý:

- Hệ số dịch chỉnh bánh nhỏ cần thỏa mãn điều kiện sau:

$x_{\min} = (17-z)/17 < x_1 < x_{1\max}$ (bạn đọc có thể tham khảo thêm trong tài liệu [3;10;23] để biết rõ hơn về vấn đề tính dịch chỉnh và xác định hệ số dịch chỉnh để tránh nhon răng).

- Khi $x_t < 0$ thì chọn trước $x_1 > 0$ và tính x_2 .

b) Bộ truyền bánh trụ răng nghiêng có $a_w = 160\text{mm}$, $u = 4,45$, sai lệch $[\Delta u] < 3\%$.

Do $H_{12} < 350\text{HB}$ nên $m = (0,01 \dots 0,02)a_w = (0,16 \dots 3,2)\text{mm}$, chọn $m = 2,5\text{mm}$.

Sơ bộ chọn $\beta = 12^\circ$, do đó $\cos 12^\circ = 0,978$

Số răng z_1 và z_2 được xác định theo công thức sau:

$$z_1 = \frac{2a_w \cos \beta}{m(u+1)} = \frac{(2) \cdot (160) \cdot (0,978)}{(2,5) \cdot (4,445 + 1)} = 22,9$$

Chọn $z_1 = 23$, tính $z_2 = uz_1 = (4,45) \cdot (23) = 102,35$ lấy $z_2 = 102$ răng.

Tỷ số truyền thực sẽ là: $u_t = z_2/z_1 = 102 / 23 = 4,43$ và sai lệch tỷ số truyền $\Delta u = 0,45\%$.

Tính chính xác lại góc nghiêng β theo công thức sau:

$$\cos \beta = mz_1(u_t + 1) / 2a_w = (2,5) \cdot (23) \cdot (4,43 + 1) / (2) \cdot (160) = 0,975 \text{ suy ra: } \beta = 12,84^\circ$$

Vậy thông số ăn khớp của bộ truyền bánh trụ răng nghiêng có $a_w = 160\text{mm}$, $u = 4,43$ như sau:

- Môđun $m = 2,5\text{mm}$
- Số răng $z_1 = 23$ và $z_2 = 102$.
- Góc nghiêng $\beta = 12,84^\circ$
- Góc ăn khớp α_t

$$\tan \alpha_t = \tan \alpha_n / \cos \beta = \tan(20^\circ) / \cos(12,84^\circ) = 0,369$$

$$\alpha_t = \arctan(0,369) = 20,25^\circ$$

c) Bộ truyền bánh trụ răng côn răng thẳng:

$R_e = 132,54\text{mm}$, $u = 4,28$, sai lệch $[\Delta u] < 5\%$

Từ R_e xác định đường kính d_{e1} theo công thức sau:

$$d_{e1} = \frac{2R_e}{\sqrt{1+u^2}} = \frac{(2) \cdot (132,54)}{\sqrt{1+4,28^2}} = 60,31\text{mm}$$

Tra bảng 5.13, với $d_{e1} = 60,31\text{mm}$ và $u = 4,28$ chọn $z_{1p} = 16$

Với độ rắn mặt răng H_1 và $H_2 \leq 350\text{HB}$: $z_1 = 1,6z_{1p} = 1,6 \cdot 16 = 25,6$, chọn $z_1 = 26$.

Đường kính trung bình và môđun trung bình:

$$d_{m1} = (1 - 0,5\psi_R) d_{e1} = (1 - 0,5 \cdot 0,25) \cdot (60,31) = 52,77\text{mm}$$

$$m_m = \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{52,77}{26} = 2,02\text{mm}$$

môđun vòng ngoài được xác định theo công thức sau:

$$m_e = \frac{m_m}{1 - 0,5\psi_R} = \frac{2,02}{1 - (0,5 \cdot 0,25)} = 2,28, \text{ ta lấy trị số tiêu chuẩn}$$

$$m_e = 2,5 \text{ mm}$$

$$\text{Do đó: } m_m = m_e (1 - 0,5\psi_R) = 2,5 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,25) = 2,188 \text{ mm}$$

$$\text{Số răng bánh lớn } z_2 = uz_1 = (4,28) \cdot (26) = 111,08 \text{ lấy } z_2 = 111 \text{ răng}$$

$$\text{Vệ tỷ số truyền thực: } u_t = \frac{z_2}{z_1} = \frac{111}{26} = 4,26, \text{ sai lệch tỷ số truyền } \Delta u = 0,46\%$$

$$\text{Góc côn chia: } \delta_1 = \arctan(z_1 / z_2) = \arctan(26/111) = 13,18^\circ = 13^\circ 10' 47''.$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 13,18^\circ = 76,82^\circ = 76^\circ 49' 13''$$

$$\text{Với } z_1 = 26 \text{ chọn hệ số dịch chỉnh đều } x_1 = 0,38 \text{ và } x_2 = -0,38$$

Vậy chiều dài côn ngoài của bánh răng côn sẽ là:

$$R_e = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 2,5 \cdot \sqrt{26^2 + 111^2} = 142,5\text{mm}$$

Vậy thông số ăn khớp của bộ truyền bánh răng côn thẳng như sau:

- Môđun vòng ngoài $m_e = 2,5$
- Số răng $z_1 = 26$ và $z_2 = 111$
- Hệ số dịch chỉnh đều $x_1 = 0,38 = -x_2$
- Góc côn chia : $\delta_1 = 13,18^\circ$ và $\delta_2 = 76,82^\circ$.
- Chiều dài côn $R_e = 142,5\text{mm}$.

4. Tính kiểm nghiệm

Do trong bước tính thiết kế có một số đại lượng chỉ mới lựa chọn sơ bộ vì vậy khi đã có đầy đủ kích thước, cấp chính xác, vận tốc làm việc,... của bánh răng cần tiến hành kiểm tra xem với kích thước đó bánh răng có đủ bền không. Cần tiến hành kiểm tra cả độ bền tiếp xúc và độ bền uốn.

a) Kiểm nghiệm răng theo độ bền tiếp xúc

Tùy thuộc vào bánh răng mà bạn đang thiết kế thuộc loại nào mà chọn công thức cho phù hợp.

- Nếu bạn thiết kế bánh răng trụ thẳng thì dùng công thức (5.15), còn nếu thiết kế bánh răng trụ nghiêng thì dùng công thức (5.20), cuối cùng nếu là bánh răng côn thì dùng công thức (5.24).

– Hệ số tải trọng tính xác định theo công thức (5.10), xác định các hệ số Z_R ; Z_v và K_S .

Sau đó thay vào các công thức trên nếu $\sigma_H < [\sigma_H]$ không quá (5%...10%) thì kết luận bánh răng thỏa mãn điều kiện bền tiếp xúc, nhưng nếu $\sigma_H > [\sigma_H]$ hoặc $\sigma_H < [\sigma_H]$ vượt quá (5%...10%) thì cần phải thay đổi một số thông số để điều kiện $\sigma_H < [\sigma_H]$ được thỏa mãn (ở đây có nhiều giải pháp ví dụ tăng hay giảm khoảng cách trục a hoặc chiều rộng b hoặc thay đổi vật liệu hoặc sử dụng dịch chỉnh,... Người thiết kế nên chọn giải pháp nào có lợi nhất).

Ví dụ 5a: Kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc bánh côn răng thẳng, biết: $T_1 = 28088 \text{ Nmm}$; $n_1 = 1445 \text{ v/ph}$; $u = 4,26$; $d_{m1} = 56,88 \text{ mm}$ và $b_w = 35,6 \text{ mm}$; Bánh răng bằng thép và chế độ tải trọng thay đổi (xem ví dụ 1).

Bài giải:

Ứng suất môi tiếp xúc trên bề mặt răng cần thỏa mãn điều kiện sau:

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\epsilon}{d_{m1}} \sqrt{\frac{2 T_1 K_\alpha K_H \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 b_w u}} \leq [\sigma_H], \text{ trong đó:}$$

$T_1 = 28088 \text{ Nmm}$; $u = 4,26$; $d_{m1} = m_m Z_1 = 56,88 \text{ mm}$

và $b_w = \psi_R R_e = (0,25) \cdot (142,5) = 35,6 \text{ mm}$, lấy $b_w = 35 \text{ mm}$.

$Z_M = 276 \text{ MPa}^{1/2}$ (với bánh răng bằng thép).

Với $x_1 + x_2 = 0$ và $\beta_m = \beta = 0$

nên
$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_{tw}}} = \sqrt{\frac{2}{\cos 2 \cdot 20^\circ}} = 1,76$$

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}}; \quad Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - 1,80}{3}} = 0,856$$

Với ϵ_α là hệ số trùng khớp ngang, tính theo công thức sau:

K_H là hệ số tải trọng tính toán, xác định theo công thức sau:

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}$$

Trong đó: $K_{H\alpha} = 1$ (bánh côn răng thẳng).

Với $\frac{\psi_R u}{2 - \psi_R} = \frac{(0,25) \cdot (4,26)}{2 - 0,25} = 0,6$ và trục bánh răng côn lắp trên ổ đĩa côn HB < 350

tra bảng 5.8b ta có $K_{H\beta} = 1,13$.

v là vận tốc vòng xác định theo công thức:

$$v = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot (56,88) \cdot (1445)}{60000} = 4,3 \text{ m/s}$$

Chọn cấp chính xác chế tạo bánh răng là cấp 8.

Với cấp chính xác 8 và $v = 4,3 \text{ m/s}$, tra bảng có $K_{Hv} = 1,1$

Suy ra $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} = (1).(1,13).(1,1) = 1,24$

Thay vào công thức tính σ_H , ta được:

$$\sigma_H = (276).(1,76).(0,856) \cdot \frac{1}{56,88} \sqrt{\frac{(2).(28185).(1,25).(1,24)\sqrt{4,26^2 + 1}}{(0,85).(35).(4,26)}} \quad (a)$$

$$= 396,23 \text{ MPa}$$

Xác định ứng suất tiếp xúc cho phép thức tế: $[\sigma_H] = [\sigma_H] Z_R Z_v K_S$

Với: Z_R – hệ số xét đến ảnh hưởng của nhám bề mặt răng. Với cấp chính xác chế tạo là 8, chọn $R_a \leq 1,25 \mu\text{m} \dots 2,5 \mu\text{m}$, do đó $Z_R = 0,95$.

Z_v – hệ số xét đến ảnh hưởng của vận tốc vòng, với $H \leq 350\text{HB}$ và $v < 5\text{m/s}$ nên $Z_v = 1$.

K_S – hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước bánh răng, với $m = 2,5\text{mm}$ thì $K_S = 1$.

$$\text{Vậy: } [\sigma_H] = [\sigma_H] Z_R Z_v K_S = 490.0,95.1.1 = 467 \text{ MPa} \quad (b)$$

Từ (a) và (b) thấy rằng bánh răng thừa bền.

Lượng thừa bền sẽ là: $\Delta\sigma_H = (396,23 - 467) / 467 = 15,2 \%$.

Để tận dụng khả năng của vật liệu có thể chọn lại vật liệu chế tạo bánh răng và phương pháp nhiệt luyện cho phù hợp hoặc giảm kích thước bộ truyền (giảm R_e hoặc giảm b).

Trong trường hợp này giảm bớt chiều rộng bánh răng và :

$$b_w = b.(\sigma_H / [\sigma_H])^2 = (35,6).(396 / 467)^2 = 30,18 \text{ mm, chọn } b_w = 32 \text{ mm}$$

Nếu chọn giải pháp giảm R_e thì phải tính lại từ bước 3 hoặc có thể chọn lại vật liệu.

b) Kiểm nghiệm răng theo độ bền uốn. Thực hiện tương tự như trong bước kiểm nghiệm răng theo độ bền tiếp xúc.

Ví dụ 5b: Kiểm nghiệm bánh côn răng thẳng theo độ bền uốn (các số liệu như ví dụ 5a).

Bài giải:

Ứng suất mỏi uốn của răng cần thỏa mãn điều kiện sau:

$$\sigma_{F1} = \frac{2T K_d K_F Y_e Y_{F1}}{0,85 b_w d_{m1} m_{nm}} \leq [\sigma_{F1}]$$

và $\sigma_{F2} = \sigma_{F1} Y_{F2} / Y_{F1} \leq [\sigma_{F2}]$, trong đó:

T_1 ; u ; d_{m1} ; b_w (xem ví dụ trên).

K_F – hệ số tải trọng khi tính về độ bền uốn, tính theo công thức sau:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}$$

Trong đó: $K_{F\alpha} = 1$ (bánh côn răng thẳng).

$$\text{Với: } \frac{\psi_R u}{2 - \psi_R} = \frac{(0,25).(4,26)}{2 - 0,25} = 0,6 \text{ lấy } K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,25.$$

Bánh răng côn thẳng với cấp chính xác 8 tra bảng 5.9b được $K_{Fv} = 1,1$.

$$\text{Do đó: } K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} = (1).(1,25).(1,1) = 1,375$$

Với răng thẳng ta có $Y_\beta = 1$ và với $\varepsilon_\alpha = 1,74 \Rightarrow Y_e = 1/1,74 = 0,575$

Y_{F1} , Y_{F2} lần lượt là hệ số dạng răng của bánh 1, 2.

Với: $z_{v1} = z_1 / \cos \delta_1 = 26 / 0,973 = 26,72$

$$z_{v2} = z_2 / \cos \delta_2 = 109 / 0,231 = 471,86$$

$x_1 = 0,38$; $x_2 = -0,38$ tra bảng 5.12 ta được $Y_{F1} = 3,5$ và $Y_{F2} = 3,63$

$$\sigma_{F1} = \frac{(2) \cdot (28185) \cdot (1,25) \cdot (1,375) \cdot (0,575) \cdot (1,3,5)}{(0,85) \cdot (32) \cdot (2,188) \cdot (56,88)} = 87,10 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = (87,1) \left(\frac{3,63}{3,5} \right) = 90,36 \text{ MPa}$$

$[\sigma_F]$ là ứng suất cho phép tính toán : $[\sigma_F]' = [\sigma_F] Y_R Y_S K_S$

Với:

Y_R là hệ số xét đến độ nhám của mặt răng làm việc. $Y_R = 1$ (gia công răng bằng phay và mài mặt răng).

Y_S là hệ số độ nhạy của vật liệu bánh răng đến sự tập trung tải trọng:

$$Y_S = 1,082 - 0,695 \ln(m) = 1,082 - (0,695) \cdot (\ln(2,5)) = 1,03$$

K_{FC} là hệ số xét đến ảnh hưởng của chế độ đặt tải, do bánh răng quay 1 chiều nên $K_{FC} = 1$.

K_S là hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước bánh răng, với $m_e = 2,5 \text{ mm}$ nên $K_S = 1$.

Do đó: $[\sigma_{F1}]' = [\sigma_{F1}] Y_{R1} Y_{S1} K_S = (260) \cdot (1) \cdot (1,03) \cdot (1) = 267 \text{ MPa}$

$$[\sigma_{F2}]' = [\sigma_{F2}] Y_{R2} Y_{S2} K_S = (244,5) \cdot (1,03) \cdot (1) = 251 \text{ MPa}$$

Vậy bánh răng thỏa mãn độ bền mỏi uốn.

5. Xác định các thông số của bộ truyền và lập bảng kết quả (tham khảo bảng 5.2 hoặc 5.3).

6. Xác định tải trọng tác dụng trên răng khi ăn khớp.

C – Thiết kế bánh răng theo độ bền uốn

1. Chọn vật liệu

2. Xác định ứng suất cho phép

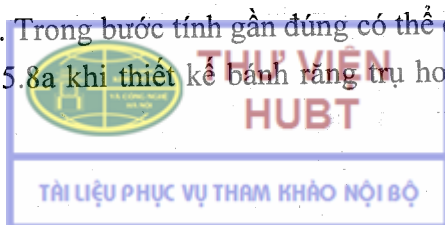
3. Chọn số răng bánh dẫn z_1 và tính $z_2 = u \cdot z_1$

4. Tính thiết kế

a) Xác định môđun

– Chọn sơ bộ K_F . Trong bước tính gần đúng có thể chọn $K_F = 1,1 \dots 1,5$

– Chọn ψ_d bảng 5.8a khi thiết kế bánh răng trụ hoặc 5.8b khi thiết kế bánh răng côn.



– Tính số răng tương đương nếu là bánh trụ răng nghiêng hay bánh răng côn và xác định các hệ số Y_{Fi} theo z_i hoặc z_{vi} và hệ số dịch chỉnh x_i .

– Lập tỷ số ($Y_{Fi} / [\sigma_{Fi}]$) và lấy giá trị lớn nhất làm giá trị để tính môđun bánh răng: $(Y_F / [\sigma_F]) = \max(Y_{Fi} / [\sigma_{Fi}])$ với $i = 1, 2$

Xác định môđun bánh răng theo các công thức tùy thuộc vào bạn đang kể bộ truyền gì (bánh trụ răng thẳng, răng nghiêng hay răng côn,...).

Sau đó môđun được chọn theo tiêu chuẩn.

b) Xác định xác thông số khác

5. Tính kiểm nghiệm.

– Xác định các thông số hình học.

– Xác định vận tốc và chọn cấp chính xác chế tạo bánh răng.

– Xác định hệ số tải trọng tính toán K_F và K_H .

– Kiểm nghiệm răng theo độ bền uốn.

– Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc.

6. Xác định chính xác các kích thước hình học.

7. Xác định lực ăn khớp.

5.6. ƯU NHƯỢC ĐIỂM VÀ PHẠM VI SỬ DỤNG

Ưu điểm:

– Khả năng tải lớn do đó kích thước nhỏ gọn hơn so với bộ truyền đai hoặc xích (đặc biệt khi dùng bánh răng nghiêng thì khả năng tải của bộ truyền lớn và làm việc êm).

– Tỷ số truyền lớn và ổn định ($u = 2 \dots 7$) tùy thuộc vào loại bánh răng.

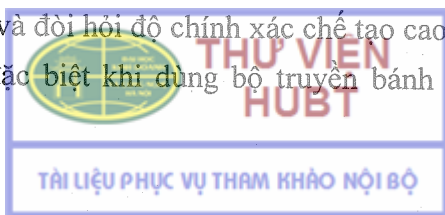
– Làm việc tin cậy, tuổi thọ cao (L_h đạt được 30000 giờ).

– Hiệu suất cao và ổn định ($\eta = 0,97 \dots 0,99$).

Nhược điểm:

– Chế tạo phức tạp và đòi hỏi độ chính xác chế tạo cao hơn.

– Nhiều tiếng ồn đặc biệt khi dùng bộ truyền bánh răng thẳng và độ chính xác chế tạo thấp.

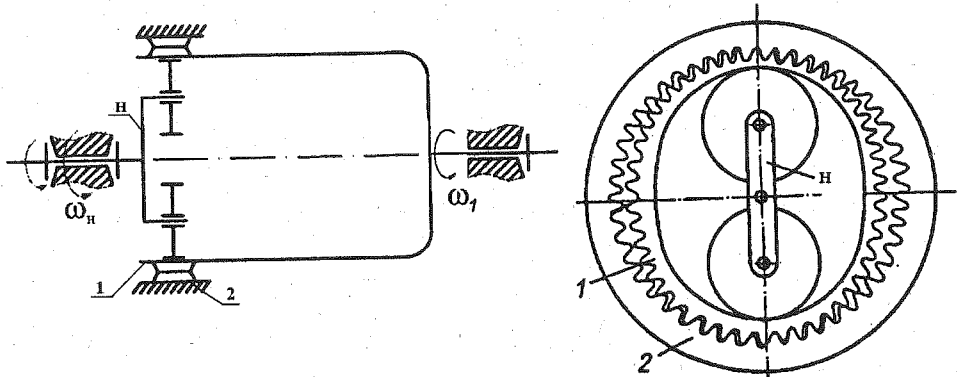


Phạm vi sử dụng:

Bộ truyền bánh răng được dùng khá phổ biến trong các truyền động công suất của các máy công tác đòi hỏi kích thước nhỏ gọn, làm việc tin cậy và ít ồn. Tùy theo yêu cầu sử dụng mà có thể chọn loại bánh răng cho phù hợp.

5.7. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG SÓNG

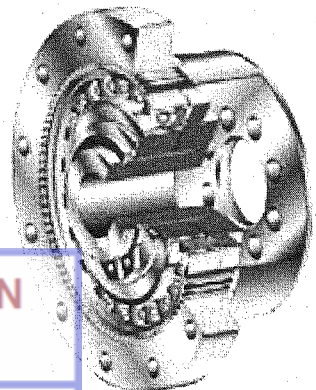
Truyền động bánh răng sóng dựa trên nguyên lý ăn khớp mới do Maskvitin đề xuất vào năm 1944 cho truyền động ma sát và được B Masser áp dụng cho nguyên lý ăn khớp vào năm 1959, đó là sự hình thành các thông số chuyển động của các khâu nhờ sự lan truyền của sóng biến dạng. Cấu tạo bộ truyền bánh răng sóng bao gồm 3 khâu cơ bản (hình 5.22a,b) là bánh răng mềm 1, bánh răng cứng 2 và khâu tạo sóng H. Bánh răng cứng thường là bánh trụ răng thẳng. Bánh răng mềm có dạng ống vỏ mỏng có tính đàn hồi cao được gắn với vỏ hoặc gắn với trục ra. Khâu tạo sóng dùng để hình thành và truyền sóng lên bánh răng mềm. Tùy thuộc cách tạo sóng mà số sóng biến dạng có thể là 1, 2, 3 nhưng trong thực tế thường sử dụng 2 sóng.



Hình 5.22a. Sơ đồ cấu tạo truyền động bánh răng sóng

Nhờ biến dạng của răng mềm nên khe hở giữa các răng gần như triệt tiêu và do số đôi răng ăn khớp lớn, vì vậy truyền động bánh răng sóng có được những ưu nhược điểm sau:

- Tỷ số truyền lớn: truyền động 1 cấp $u = 50 \dots 500$.



Hình 5.22b. HGT bánh răng sóng

– Khe hở giữa các cặp răng ở miền đỉnh sóng gần như triệt tiêu nên độ chính xác động học cao.

– Số răng lớn, có nhiều răng ăn khớp đồng thời. Thí dụ : Khi $u = 100$ có khoảng 30% số răng tham gia ăn khớp thay vì $1 + 2$ cặp răng như trong các bộ truyền thông thường. Nhờ đó khả năng tải lớn và khuôn khổ rất nhỏ.

– Vận tốc trượt thấp do đó độ mòn ít và hiệu suất cao (thí dụ khi $u = 100$, hiệu suất đạt tới 0,75...0,85).

– Tải trọng tác động lên trục và ổ nhỏ do sự phân bố tải trọng đều và đối xứng khi ăn khớp.

– Có khả năng truyền động trong không gian kín (thành kín).

– Cũng như truyền động hành tinh, truyền động bánh răng sóng có đặc tính của cơ cấu vi sai. Với điều kiện sản xuất hiện nay, việc chế tạo bộ truyền bánh răng sóng cũng không đòi hỏi một quy trình công nghệ đặc biệt.

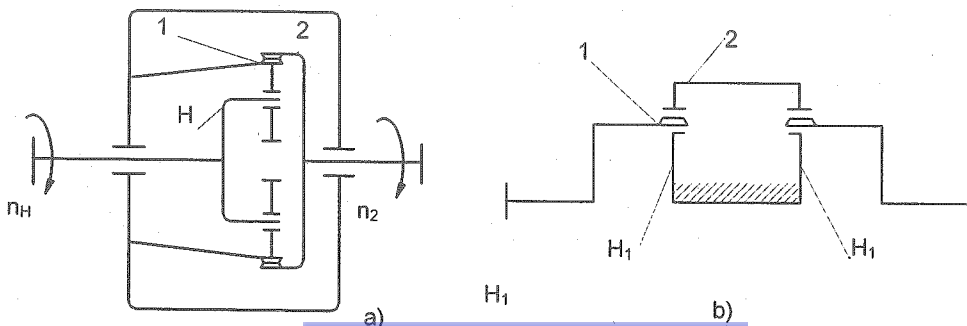
Những năm gần đây xuất hiện nhiều loại cơ cấu truyền động bánh răng trụ và bánh răng phẳng mềm, truyền động có cơ cấu phát sóng điện từ, truyền động có trục ra chuyển động quay và tịnh tiến,...

Bánh răng sóng được sử dụng trong nhiều lĩnh vực khác nhau như dùng để giảm tốc; thiết bị kiểm tra và đo lường; Robot công nghiệp; trong máy CNC; các thiết bị kiểm tra không gian và y học,...

Dưới đây chỉ đề cập loại truyền động bánh răng sóng hình trụ có cơ cấu phát sóng cơ khí, là loại thông dụng nhất hiện nay.

5.7.1. Động học và hình học về sự ăn khớp của răng

5.7.1.1. Sơ đồ truyền động



Hình 5.23a,b. Sơ đồ nguyên lý truyền động bánh răng 1 và 2 cấp
a) 1 cấp; b) 2 cấp.

Sơ đồ nguyên lý của truyền động bánh răng sóng được trình bày ở hình 5.23a (loại 1 cấp) và loại 2 cấp (hình 5.23b) gồm có 3 khâu cơ bản: H là khâu phát động, 1 là khâu mềm, 2 là bánh răng cứng (trong cơ cấu hiện đại bánh răng mềm và cứng đều dùng răng thẳng). Bánh răng mềm có dạng hình trụ đàn hồi nối với trục ra (phương án 1, hình 5.23a) hoặc gắn với vỏ (phương án 2, hình 5.23b).

5.7.1.2. Tỷ số truyền động

a) Đối với cơ cấu 1 sóng

Khảo sát chuyển động tương đối giữa các khâu, nhận được:

$$\frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H} = U_{12}^H \quad (5.29)$$

và đặt $u = z_2 / z_1$

Trong đó: ω_1 ; ω_2 ; ω_H là vận tốc góc của các khâu 1; 2 và H tương ứng z_1 và z_2 là số răng khâu mềm và khâu cứng.

Tỷ số truyền được xác định phụ thuộc vào từng loại sơ đồ, từ (5.29) suy ra:

– Khi $\omega_H = 0$ (hình 5.24a):

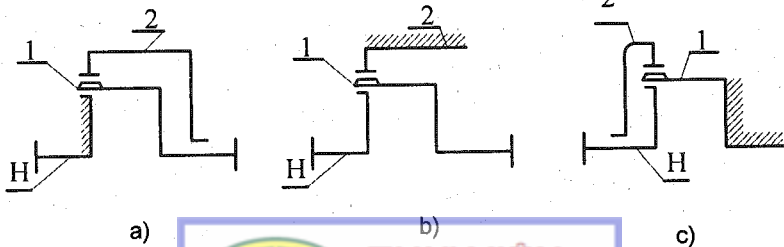
$$U_{12}^H = u = \frac{z_2}{z_1} \quad \text{và} \quad U_{21}^H = \frac{1}{u} = \frac{z_1}{z_2} \quad (5.30a)$$

– Khi $\omega_2 = 0$ (hình 5.24b):

$$U_{1H}^2 = 1 - U_{12}^H = \frac{z_1 - z_2}{z_1}; \quad U_{H1}^2 = \frac{1}{U_{1H}^2} = \frac{1}{1 - u} = \frac{z_1}{z_1 - z_2} \quad (5.30b)$$

Khi $\omega_1 = 0$ (hình 5.24c):

$$U_{2H}^1 = 1 - U_{21}^1 = \frac{z_2 - z_1}{z_2} \quad \text{và} \quad U_{H2}^1 = \frac{1}{U_{2H}^1} = \frac{z_2}{z_2 - z_1} \quad (5.30c)$$



Hình 5.24

Nếu chọn $z_1 = 100$ và $z_2 = 101$ thì ta có: $U_{H1}^2 = -100$ và $U_{H2}^1 = 100$

b) Đối với truyền động hai sóng.

$$z_2 - z_1 = 2K_z \quad (5.31)$$

Trong đó : $K_z = 1, 2, 3, \dots$ hệ số của số răng.

Phạm vi nên dùng của tỷ số truyền đối với 1 cấp:

– Khi bánh răng mềm bằng thép : $u = 60 \div 300$

– Khi bánh răng mềm bằng nhựa : $u = 20 \div 300$

5.7.1.3. Mômen trên các khâu

Quan hệ về mômen trên các khâu có thể xác định theo phương trình sau:

$$\left. \begin{aligned} T_h + T_1 + T_2 &= 0 \\ T_h \cdot \omega_h + T_1 \cdot \omega_1 + T_2 \cdot \omega_2 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (5.32)$$

Khi $\omega_2 = 0$ thì (5.32) có dạng đơn giản sau: $T_h = T_1(-\omega_1/\omega_h)$

$$\text{Suy ra: } T_1 = -T_h \cdot U_{H1}^2 \cdot \eta_{H1} \text{ và } T_2 = T_h \cdot (U_{H1}^2 \cdot \eta_{H1} - 1) \quad (5.33)$$

5.7.1.4. Hiệu suất truyền động

Tồn hao về ma sát trong truyền động bánh răng sóng tương đối nhỏ, vì vậy hiệu suất truyền động bánh răng sóng tương đối lớn. Hiệu suất trong HGT bánh răng sóng phụ thuộc vào tỷ số truyền. Khi tỷ số truyền tăng thì hiệu suất giảm xuống. Với HGT 2 cấp thì $\eta = \eta_{(1)} \eta_{(2)}$ với $\eta_{(1)}$ và $\eta_{(2)}$ là hiệu suất của các cấp.

Với hộp giảm tốc 1 cấp có $|u| = 100$ thì $\eta \approx 0,85$

Với hộp giảm tốc nhiều cấp có $|u| = 10000$ thì $\eta \approx 0,536$

5.7.2. Tính toán thiết kế các khâu

1. Thông số hình học

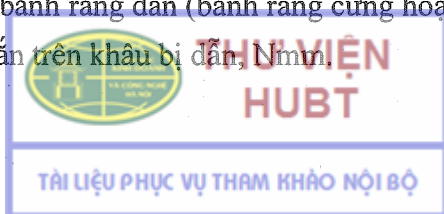
a) Đường kính vòng tròn chia khâu dẫn

$$d = \sqrt[3]{\frac{10T_2}{|\sigma_d| \psi_{bd}}} \quad (5.32)$$

Trong đó:

d là đường kính bánh răng dẫn (bánh răng cứng hoặc mềm), mm.

T_2 là mômen xoắn trên khâu bị dẫn, Nmm.



$\Psi_{bd} = b/d$ là hệ số chiều rộng vành răng thường chọn trong khoảng 0,07...0,12; b là chiều rộng làm việc của vành răng.

$[\sigma_d]$ là ứng suất đập cho phép, với bánh răng có HB = 250...350 thì $[\sigma_d] = 350...500\text{MPa}$.

b) Môđun ăn khớp xác định theo quan hệ sau:

$$m = \frac{d}{z} \quad (5.33)$$

Trong đó z số răng. Nếu là khâu mềm thì $z = z_1$ còn nếu là khâu cứng thì $z = z_2$.

Môđun m tính theo (5.33) cần được chọn theo dãy tiêu chuẩn.

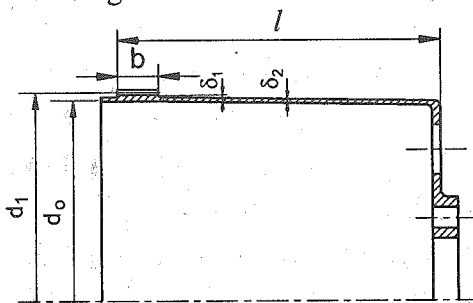
c) Kích thước của bánh răng mềm (hình 5.25)

– Đường kính các khâu xác định theo công thức sau:

$$d_1 = mz_1 \text{ và } d_2 = mz_2$$

– Chiều dày vành răng khâu mềm δ_2 được chọn phụ thuộc độ bền, yếu tố công nghệ và vật liệu.

– Chiều dài l chọn tùy thuộc vào hình dạng (hình trụ hay côn) và khả năng biến dạng của khâu mềm, thường $l < d_1$.



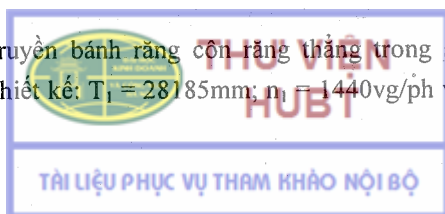
Hình 5.25. Kết cấu và các kích thước cơ bản của khâu mềm

2. Khâu tạo sóng

Khâu tạo sóng có nhiệm vụ truyền sóng biến dạng sang khâu mềm và khi đó khâu mềm có dạng elip với bán trục lớn $a = 0,5d_1$, bán trục nhỏ b xác định sao cho giữa đỉnh răng của khâu mềm và khâu cứng tồn tại khe hở cần thiết. Khâu tạo sóng có thể thực hiện bằng các con lăn (hình 5.22a) nhưng hiện nay phổ biến nhất là sử dụng ổ lăn có dạng elip (hình 5.22b).

5.8. VÍ DỤ VỀ THIẾT KẾ BÁNH RĂNG THEO ĐỘ BỀN TIẾP XÚC

Ví dụ 6. Thiết kế bộ truyền bánh răng côn răng thẳng trong sơ đồ HGT côn trụ (hình 5.16) với dữ liệu thiết kế: $T_1 = 28185\text{mm}$; $n_1 = 1440\text{vòng/ph}$ và $u_1 = 4,28$. Chế độ



chịu tải trọng thay đổi nhiều bậc với: $T_2 = 0,9T_1$; $t_1 = 5h$; $t_2 = 3h$; $t_{ck} = 8h$; $t_\Sigma = 15000h$.
 Chế độ làm việc: va đập nhẹ.

1. Chọn vật liệu: Do không có những yêu cầu đặc biệt về kích thước của bộ truyền nên ta có thể chọn vật liệu và phương pháp nhiệt luyện như sau:

Bánh nhỏ: Thép 45 tôi cải thiện có cơ tính như sau:

Độ rắn: $HB_1 = 241 \dots 285$, chọn $H_1 = 250HB$

Bánh lớn: Thép 45 tôi cải thiện

Độ rắn: $HB_2 = 192 \dots 240$, chọn $H_2 = 235HB$

2. Xác định ứng suất cho phép

a) Xác định ứng suất tiếp xúc cho phép (xem và lấy kết quả ở ví dụ 1a)

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{oHlim} K_{HL}}{S_H} = \frac{570}{1,1} = 518,2 MPa \quad \text{và}$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{oHlim} K_{HL}}{S_H} = \frac{540}{1,1} = 490,9 MPa$$

Vậy ứng suất tiếp xúc cho phép trong tính toán thiết kế là:

$$[\sigma_H] = \min ([\sigma_{H1}], [\sigma_{H2}]) = 490 MPa$$

b) Xác định ứng suất uốn cho phép (xem và lấy kết quả ở ví dụ 1c)

$$\text{Vậy:} \quad [\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{oFlim} K_{FL}}{S_F} K_{Fc} = \frac{450}{1,73} = 260 MPa$$

$$\text{và} \quad [\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{oFlim} K_{FL}}{S_F} K_{Fc} = \frac{423}{1,73} = 244,5 MPa$$

3. Tính thiết kế

a) Xác định chiều dài côn ngoài Re (xem và lấy kết quả ở ví dụ 2c)

b) Xác định các thông số ăn khớp bộ truyền bánh răng côn (xem và lấy kết quả ở ví dụ 4c)

Trong đó: $z_1 = 26$ và $z_2 = 111$; $x_1 = 0,38$ và $x_2 = -0,38$

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{111}{26} = 4,26$$

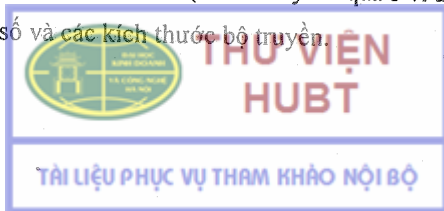
Chiều dài côn ngoài: $R_e = 0,5m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 2,5 \cdot \sqrt{26^2 + 111^2} = 142,5 mm$

4. Tính kiểm nghiệm

a) Kiểm nghiệm răng theo độ bền tiếp xúc (xem và lấy kết quả ở ví dụ 5a)

b) Kiểm nghiệm răng theo độ bền mỏi uốn (xem và lấy kết quả ở ví dụ 5b)

5. Xác định các thông số và các kích thước bộ truyền



Thông số và các kích thước cơ bản của bánh răng

Tên gọi	Ký hiệu	Công thức tính và kết quả tính	
Môđun vòng chia ngoài	m_e	$m_e = 2,5\text{mm}$	
Chiều dài côn ngoài	R_e	$R_e = 0,5m_e\sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 142,5\text{mm}$	
Chiều rộng vành răng	b	$b_w = 32\text{mm}$	
Tỷ số truyền	u_t	$u_t = 4,26$	
Số răng	z_i	$z_1 = 26$	$z_2 = 111$
Góc côn chia	δ_i	$\delta_1 = 13,180$	$\delta_2 = 76,820$
Hệ số dịch chỉnh	x_i	$x_1 = 0,38$	$x_2 = -0,38$
Chiều cao răng ngoài	h_e	$h_{e1} = 2,25m_e = 5,625$	$h_{e2} = 2,25m_e = 5,625$
Chiều cao đầu răng ngoài	h_{ae1}	$h_{ae1} = (1+x_1)m_e = 4,45$	$h_{ae2} = (1-x_2)m_e = 1,55$
Chiều cao chân răng ngoài	h_{fe1}	$h_{fe1} = (h_e - h_{ae2}) = 4,07$	$h_{fe2} = (h_e - h_{ae1}) = 1,175$
Đường kính chia ngoài	d_e	$d_{e1} = m_e \cdot z_1 = 65\text{mm}$	$d_{e2} = m_e \cdot z_2 = 277,5\text{mm}$
Đường kính đỉnh răng ngoài	d_{ae}	$d_{ae1} = 69,33\text{mm}$	$d_{ae2} = 277,85\text{mm}$
Đường kính trung bình	d_{m1}	$d_{m1} = 56,88\text{mm}$	$d_{m2} = 242,88\text{mm}$

6. Xác định lực ăn khớp

a) Xác định phương chiều của các lực ăn khớp

b) Xác định giá trị các lực ăn khớp

$$F_{t1} = 2T_1 / d_{m1} = (2) \cdot (28185) / (56,88) = 866\text{N} = F_{t2}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha \cos \delta_1 = (866) \cdot (0,364) \cdot (0,974) = 307\text{N} = F_{a2}$$

$$F_{a1} = F_{t1} \tan \alpha \sin \delta_1 = (866) \cdot (0,364) \cdot (0,224) = 70\text{N} = F_{r2}$$

Ví dụ 7. Thiết kế bộ truyền bánh trụ răng nghiêng trong sơ đồ hộp giảm tốc côn trụ 2 cấp (hình 5.16), dữ liệu thiết kế: $u_2 = 4,45$ các số liệu khác xem ở ví dụ 6.

Ghi chú: Ký hiệu bánh răng dẫn số 3 và bánh răng bị dẫn số 6

1. Chọn vật liệu: chọn tương tự như ở ví dụ 6

2. Xác định ứng suất cho phép

a) Xác định ứng suất tiếp xúc cho phép (xem và lấy kết quả ở ví dụ 1b)

Ứng suất tiếp xúc cho phép tính toán của cặp bánh trụ răng nghiêng:

$$[\sigma_H] = 0,5([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) = 504,5\text{MPa}$$

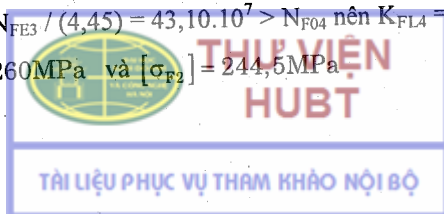
b) Xác định ứng suất uốn cho phép (xem và lấy kết quả ở ví dụ 1d)

Tương tự, $N_{FE3} = 192 \cdot 10^7 > N_{F01}$ nên $K_{FL3} = 1$

và $N_{FE4} = N_{FE3} / u_2 = N_{FE3} / (4,45) = 43,10 \cdot 10^7 > N_{F04}$ nên $K_{FL4} = 1$

do đó: $[\sigma_{F1}] = 260\text{MPa}$ và $[\sigma_{F2}] = 244,5\text{MPa}$

3. Tính thiết kế



a) Xác định sơ bộ kích thước bộ truyền

Khoảng cách trục xác định theo công thức sau: (xem và lấy kết quả ở ví dụ 2b)

b) Xác định thông số ăn khớp: (xem và lấy kết quả ở ví dụ 4b)

$$m = 2,5\text{mm}; z_1 = 23 \text{ và } z_2 = 102; \beta = 12,84^\circ,$$

$$u_t = z_2/z_1 = 102/23 = 4,43$$

4. Tính kiểm nghiệm

a) Kiểm nghiệm răng theo độ bền tiếp xúc

Ứng suất môi tiếp xúc của bề mặt răng cần thỏa mãn điều kiện sau:

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\epsilon}{d_{w1}} \sqrt{\frac{2K_d T_1 K_H (u + 1)}{b_w u}} \leq [\sigma_H]$$

Trong đó:

$$T_1 = 115414 \text{Nmm}; u = 4,44; d_1 = m.z_1 / \cos\beta = (23).(2,5) / (0,9749) = 58,98 \text{mm} \text{ và } b_w = \psi_a.a_w = (0,4).(160) = 64 \text{mm}.$$

Với bánh răng bằng thép nên $Z_M = 275 \text{MPa}^{1/2}$

Với bánh răng nghiêng có $\beta = 12,84^\circ$ và $\alpha_{tw} = 20,25^\circ$ nên:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin 2\alpha_{tw}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 12,84^\circ}{\sin 2 \cdot (20,25^\circ)}} = 1,732$$

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,732}} = 0,795$$

Trong đó ϵ_α là hệ số trùng khớp ngang, tính theo công thức sau:

$$\begin{aligned} \epsilon_\alpha &= [1,88 - 3,2(1/z_1 + 1/z_2)] \cos \beta_m \\ &= [1,88 - 3,2(1/23 + 1/102)] \cdot (0,9749) = 1,66 \end{aligned}$$

– Hệ số tải trọng tính toán: $K_H = K_{Ha} K_{H\beta} K_{Hv}$

Đường kính vòng lăn bánh nhỏ: $d_{w1} = m.z_1 / \cos \beta = 58,98 \text{mm}$

Vận tốc vòng xác định theo công thức:

$$v = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60.1000} = \frac{\pi \cdot (58,98) \cdot (337,6)}{60000} = 1,05 \text{ m/s}.$$

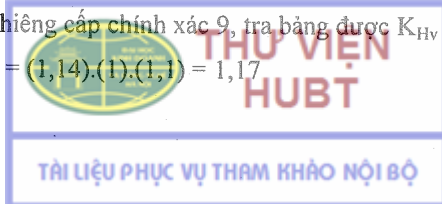
Vậy chọn cấp chính xác chế tạo bánh răng là cấp 9.

– Đối với bánh nghiêng cấp chính xác 9 và $v < 2,5 \text{m/s}$, tra bảng được $K_{Ha} = 1,13$.

Với $\psi_a = 0,4$ suy ra $\psi_d = b_w/d_{w1} = 0,5\psi_a (u \pm 1) = (0,5).(0,4).(4,44+1) = 1,08$ và bánh răng không đối xứng, với giả thiết $l/d > 6$; tra bảng 5.8a được $K_{H\beta} = 1,14$.

Bánh trụ răng nghiêng cấp chính xác 9, tra bảng được $K_{Hv} = 1,1$

Vậy $K_H = K_{Ha} K_{H\beta} K_{Hv} = (1,14).(1).(1,1) = 1,17$



Thay vào công thức tính σ_H , ta được:

$$\sigma_H = \frac{(275).(1,732).(0,795)}{58,98} \sqrt{\frac{(2).(1,25).(115414).(1,17).(4,44+1)}{(64).(4,44)}} \quad (a)$$

$$= 516,9 \text{ MPa}$$

Xác định ứng suất cho phép thực tế: $[\sigma_H]' = [\sigma_H] Z_R Z_v K_s$

Với: Z_R là hệ số xét đến ảnh hưởng của nhám bề mặt răng. Với cấp chính xác chế tạo 9, chọn $R_a \leq 1,25 \mu\text{m} \dots 2,5 \mu\text{m}$, do đó $Z_R = 0,95$.

Z_v là hệ số xét đến ảnh hưởng của vận tốc vòng, khi $HB \leq 350$ và $v < 5 \text{ m/s}$ ta có $Z_v = 1$.

K_s là hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước bánh răng, với $m < 5 \text{ mm}$ lấy $K_s = 1$.

Vậy: $[\sigma_H] = [\sigma_H] Z_R Z_v K_s = (504,5).(0,95).(1).(1) = 479 \text{ MPa} \quad (b)$

Từ (a) và (b): Do $\sigma_H = 516,9 \text{ MPa} > [\sigma_H] = 479 \text{ MPa}$ nên có thể tăng b_w tính theo công thức sau: $b_w = b.(\sigma_H / [\sigma_H])^2 = (64).[(516,9) / (479)]^2 = 74,5 \text{ mm}$, chọn $b_w = 75 \text{ mm}$.

b) Kiểm nghiệm răng theo độ bền uốn

Ứng suất mỗi uốn của răng cần thỏa mãn điều kiện sau:

$$\sigma_{F3} = \frac{2T_1 K_d K_F Y_\epsilon Y_\beta Y_{F1}}{b_w d_{w3} m} \leq [\sigma_{F3}]$$

Và: $\sigma_{F4} = \sigma_{F3} Y_{F4} / Y_{F3} \leq [\sigma_{F4}]$

Trong đó:

T_1 ; u ; d_{w3} ; b_w lần lượt là mômen xoắn trên bánh răng chủ động; tỷ số truyền; đường kính vòng lăn bánh răng dẫn và chiều rộng vành răng.

Hệ số tải trọng khi tính về độ bền uốn: $K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}$

Với cấp chính xác 9 và $v = 1,03 \text{ m/s}$ được $K_{F\alpha} = 1,0$

$\psi_d = 1,08$ và bánh răng không đối xứng, $H_{1,2} < 350 \text{ HB}$ tra bảng 5.8b được: $K_{F\beta} = 1,31$

Bánh trụ răng nghiêng với cấp chính xác 9, nên $K_{Fv} = 1,1$

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} = (1,0).(1,31).(1,1) = 1,45$$

Với răng nghiêng có $\beta = 12,84^\circ$ ta có $Y_\beta = 1 - 12,84 / 140 = 0,908$

và với $\epsilon_\alpha = 1,66$ nên $Y_\epsilon = 0,60$

Y_{F1} , Y_{F2} lần lượt là hệ số dạng răng của bánh 1, 2.

Với $z_{d1} = z_1 / \cos^3 \beta = 25$ và $z_{d2} = z_2 / \cos^3 \beta = 110$

tra bảng ta được $Y_{F1} = 3,9$ và $Y_{F2} = 3,6$

$$\sigma_{F3} = \frac{(2).(115414).(1,25).(1,45).(0,6).(0,908).(3,9)}{(75).(58,98).(2,5)} = 55,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F4} = (55,8) \left(\frac{3,9}{3,6} \right) = 60,4 \text{ MPa}$$

$[\sigma_F]$ – ứng suất cho phép tính toán thực tế: $[\sigma_F]' = [\sigma_F] Y_R Y_S K_s$

Với:

Y_R – hệ số xét đến độ nhám của mặt răng làm việc. $Y_R = 1$ (gia công răng bằng phay và mài mặt răng).

Y_S – hệ số độ nhay của vật liệu bánh răng đến sự tập trung tải trọng:

$$Y_S = 1,082 - 0,695 \ln(m) = 1,082 - (0,6951)(\ln(2,5)) = 1,03$$

K_{FC} – hệ số xét đến ảnh hưởng của chế độ đặt tải, do bánh răng quay 1 chiều nên $K_{FC} = 1$.

K_s – hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước bánh răng, do $m < 5 \text{ mm}$ nên $K_s = 1$.

$$\text{Do đó: } [\sigma_{F3}]' = [\sigma_{F3}] Y_{R3} Y_{S3} K_s = (260).(1).(1,03).(1) = 267 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F4}]' = [\sigma_{F4}] Y_{R4} Y_{S4} K_s = (244,5).(1,03).(1) = 251 \text{ MPa}$$

Vậy độ bền mỏi uốn của cặp bánh răng thỏa mãn.

5. Xác định các thông số và các kích thước bộ truyền (xem kết quả ở bảng dưới)

6. Lực ăn khớp

a) Xác định phương chiều của các lực tác dụng (xem ví dụ 3)

b) Xác định giá trị các lực ăn khớp

$$F_{t3} = 2T_2/d_3 = (2).(115414) / 58,98 = 3914 \text{ N} = F_{t4}$$

$$F_{r3} = F_{t3} \tan \alpha / \cos \beta = (3914).(0,364) / (0,9749) = 1390 \text{ N} = F_{r4}$$

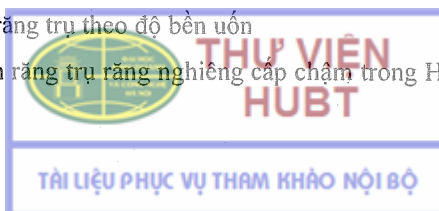
$$F_{a3} = F_{t3} \tan \beta = (3914).(0,2279) = 892 \text{ N} = F_{a4}$$

Các thông số và kích thước bộ truyền bánh trụ răng nghiêng

Tên gọi	Ký hiệu	Bánh dẫn	Bánh bị dẫn
Môđun	m	m = 2,5mm	
Khoảng cách trục	a_w	$a_w = 160 \text{ mm}$	
Góc nghiêng răng	β	$\beta = 12,84^\circ$	
Số răng	z	$z_3 = 23$	$z_4 = 102$
Đường kính vòng chia	d_i	$d_3 = 58,98 \text{ mm}$	$d_4 = 261,56 \text{ mm}$
Đường kính vòng tròn đỉnh	d_{a_i}	$d_{a3} = 63,98 \text{ mm}$	$d_{a4} = 266,56 \text{ mm}$
Đường kính vòng tròn chân	d_{f_i}	$d_{f3} = 52,73 \text{ mm}$	$d_{f4} = 254,75 \text{ mm}$
Chiều rộng vành răng	b	$b_3 = 75$	$b_4 = 80$

Ví dụ 8: Thiết kế bánh răng trụ theo độ bền uốn

Thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng cấp chậm trong HGT côn – trụ. Số liệu thiết kế như ví dụ 7.



Bài giải:

1. Chọn vật liệu bằng thép có nhiệt luyện (khi cần kích thước nhỏ gọn). Trong trường hợp này vật liệu làm bằng thép nhiệt luyện (xem 2.1 ở ví dụ 2).

2. Xác định ứng suất cho phép (do bánh răng làm việc lâu dài nên các hệ số $K_{HL} = K_{FL} = 1$ và do đó: $[\sigma_H]_1 = 518,2\text{MPa}$ và $[\sigma_H]_2 = 490,9\text{MPa}$

Vì bánh trụ răng thẳng nên: $[\sigma_H] = [\sigma_H]_2 = 490,9\text{MPa}$

$$[\sigma_{F1}] = 260\text{MPa} \text{ và } [\sigma_{F2}] = 244,5\text{MPa}$$

3. Chọn số răng bánh dẫn z_1 và tính $z_2 = u.z_1$

– Chọn số răng z_1 : để tránh cắt lẹm chân răng, chọn $z_1 = 27$

– Tính $z_2 = u.z_1 = 27.4,3 = 116$

Tỷ số truyền thực tế: $u = z_2/z_1 = 116/27 = 4,296$.

4. Tính thiết kế

a) Xác định môđun

– Chọn sơ bộ $K_F = 1,2$

– Theo bảng 5.8a, do bánh răng lắp không đối xứng nên chọn $\psi_d = 1,1$

– Tra bảng 5.12 ứng với $z_1 = 27$ được $Y_{F1} = 3,85$ và $z_2 = 116$ được $Y_{F2} = 3,6$ (giả thiết $x_i = 0$).

Xác định môđun bánh răng theo các công thức sau:

$$m \geq 1,4 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_F Y_F}{Z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_F]}} = 1,4 \sqrt[3]{\frac{75604.1.2.3,85}{27^2.1.1.260}} = 1,66$$

Trong đó: $T_1 = 9,55.10^6.P_1 / n_1 = 9,55.10^6.3,8 / 480 = 75604\text{Nmm}$

Đề phòng răng bị gãy do bị mài mòn và quá tải nên chọn $m = 2,5\text{mm}$.

b) Xác định các thông số khác của bộ truyền

Khoảng cách tâm $a = 0,5m.z_1 = 0,5.2,5.(27 + 116) = 178,75\text{mm}$

Chọn $a_w = 180\text{mm}$

Do $a = 0,5m.z_1 = 0,5.2,5.(27 + 116) = 178,5\text{mm} \neq a_w = 180\text{mm}$, do vậy phải sử dụng bánh răng dịch chỉnh. Xác định các hệ dịch chỉnh x_1 và x_2 (xem và làm tương tự như ví dụ 4).

5. Kiểm nghiệm răng theo độ bền uốn và độ bền tiếp xúc (tương tự các ví dụ trên).

6. Các thông số hình học xác định theo các công thức cho trong bảng 5.2.

Khoảng cách tâm	$a_w = 180\text{mm}$
Môđun	$m = 2,5\text{mm}$
Tỷ số truyền	$u = 4,269$
Số răng z	$z_1 = 27; z_2 = 116$
Hệ số dịch chỉnh	
Chiều rộng vành răng	
Đường kính chia	
Đường kính vòng lăn	
Đường kính đỉnh	
Đường kính chân	

7. Lực ăn khớp

8. Kết cấu bánh răng.

CÂU HỎI ÔN TẬP

Câu 1. Thế nào là dịch chỉnh bánh răng? Khi nào cần sử dụng bánh răng dịch chỉnh? Chế tạo bánh răng dịch chỉnh có phức tạp hơn so với bánh răng tiêu chuẩn không? Vì sao?

Câu 2. Thế nào là tải trọng tính? Các yếu tố ảnh hưởng và cách xác định hệ số $K_{H\beta}$.

Câu 3. Nêu và phân tích các dạng hỏng trong truyền động bánh răng. Phương pháp tính để đề phòng dạng hỏng trên?

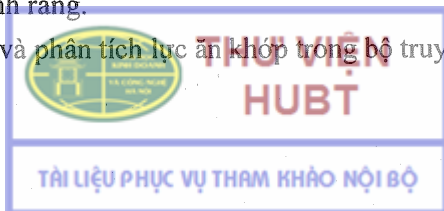
Câu 4. Khi nào bánh răng được tính theo độ bền tiếp xúc? Trình bày phương pháp tính bánh trụ răng thẳng theo độ bền tiếp xúc. Tương tự cho độ bền uốn.

Câu 5. Nêu và phân tích các đặc điểm tính toán độ bền bánh trụ răng nghiêng. Ưu nhược điểm của bánh trụ răng nghiêng so với bánh trụ răng thẳng suy ra trong những trường hợp nào sử dụng bánh trụ răng nghiêng thay cho bánh trụ răng thẳng.

Câu 6. Nêu và phân biệt các đại lượng K_H và $[\sigma_H]$ trong các công thức kiểm nghiệm và các công thức thiết kế bánh răng.

Câu 7. Ý nghĩa và công thức xác định Z_H và Z_e trong các công thức kiểm nghiệm răng theo độ bền tiếp xúc, suy ra các giải pháp để nâng cao khả năng tải của bộ truyền bánh răng.

Câu 8. Nêu ý nghĩa và phân tích lực ăn khớp trong bộ truyền bánh răng.



Câu 9. Khi thiết kế bánh trụ răng nghiêng và bánh răng chữ V, góc nghiêng nên chọn như thế nào? Vì sao?

Câu 10. Khi thiết kế bánh răng theo độ bền tiếp xúc, giá trị môđun nên chọn như thế nào? Vì sao?

Câu 11. Ý nghĩa của hệ số 0,85 trong các công thức tính bánh răng côn răng thẳng là gì?

Bài tập 1.

a) Xác định thông số ăn khớp truyền động bánh trụ răng nghiêng và răng chữ V biết:

$$a_w = 215\text{mm}; u = 4,25 \text{ và } [\Delta u] = 3\%.$$

b) Khi thiết kế bánh răng, giá trị môđun nên chọn như thế nào?

c) Khi thiết kế bánh răng nghiêng (răng chữ V), góc nghiêng của răng nên chọn như thế nào? Vì sao?

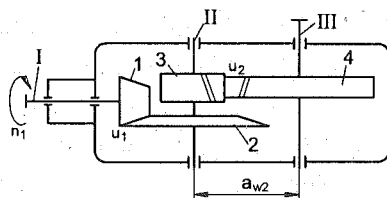
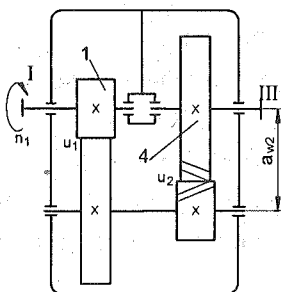
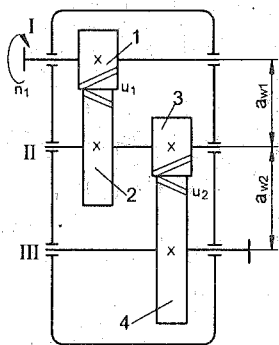
d) Xác định kích thước bánh răng d_i , d_{ai} và d_{fi} khi biết z_i , m_i , β .

e) Xác định chiều dài tiếp xúc Z_H và Z_e của các cặp bánh răng với số liệu vừa tính. So sánh kết quả.

Bài tập 2. Cho sơ đồ các HGT sau đây:

a) Đặt lực ăn khớp trên các cặp bánh răng.

Có nhận xét gì về chiều lực dọc trên trục II của HGT khai triển và HGT côn trụ. Làm thế nào để cho tổng lực dọc trên trục II nhỏ nhất?



HGT Khai triển 2 cấp HGT Đồng trục 2 cấp

HGT Côn trụ 2 cấp

b) Xác định giá trị các lực ăn khớp trên

– Cặp bánh trụ răng nghiêng cấp chậm HGT khai triển biết:

$$T_3 = 1050000\text{Nmm}; d_4 = 320\text{mm} \text{ và } \beta = 15^\circ$$

– Cặp bánh răng côn HGT côn trụ biết: $T_1 = 80000\text{Nmm}$; $d_{m1} = 75\text{mm}$ và $\delta_1 = 18^\circ$.

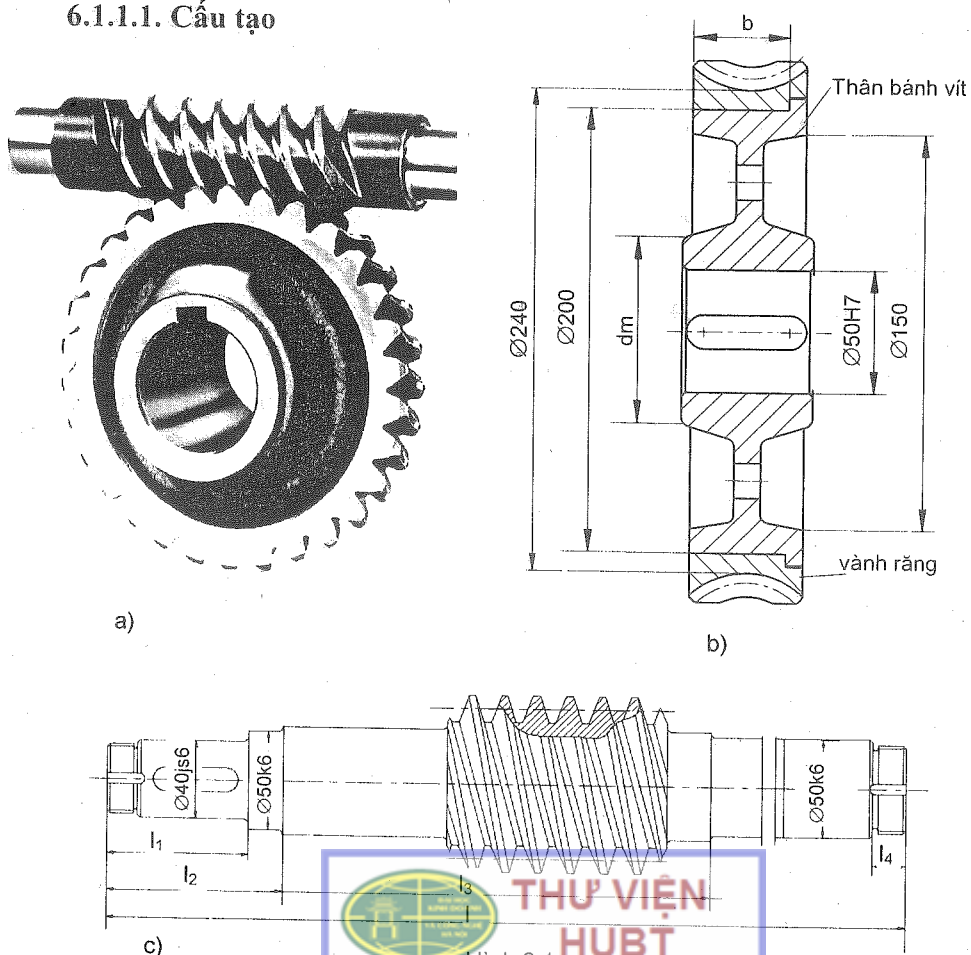
Chương 6

TRUYỀN TRỰC VÍT

6.1. KHÁI NIỆM CHUNG

6.1.1. Cấu tạo

6.1.1.1. Cấu tạo



a) Bộ truyền trục vít-bánh vít; b) Cấu tạo bánh vít; c) Cấu tạo trục vít

Trên hình 6.1a là cấu tạo của bộ truyền trục vít – bánh vít (gọi tắt là *truyền động trục vít*), dùng để truyền chuyển động giữa hai trục chéo nhau thường là 90^0 . Truyền động trục vít thuộc loại truyền động ăn khớp không gian, là trường hợp đặc biệt của truyền động bánh răng trụ chéo. Về cấu tạo, truyền động trục vít có những đặc điểm sau:

Bánh vít (hình 6.1b) là bánh răng nghiêng đặc biệt được cấu tạo gồm hai phần riêng biệt là vành răng bánh vít và thân bánh vít. Vành răng làm bằng kim loại màu hoặc gang, còn thân làm bằng gang hoặc thép đúc và ghép với nhau bằng mối ghép độ đôi. Răng bánh vít được cắt bằng dao phay lăn răng vì vậy răng có dạng cong ôm lấy trục vít.

Còn trục vít có cấu tạo như một trục được cắt ren ở đoạn giữa (hình 6.1c).

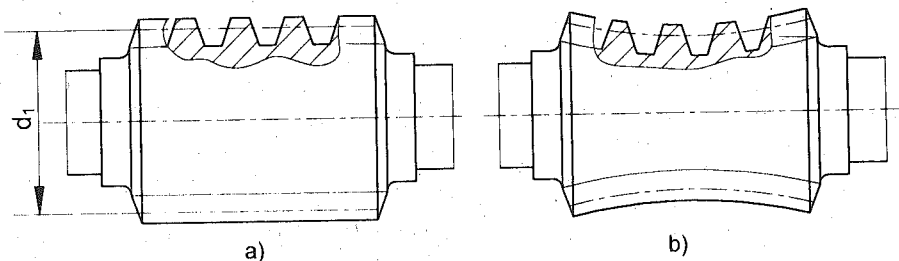
6.1.2. Phân loại trục vít

Trục vít được phân loại theo nhiều cách khác nhau.

– Theo hình dạng mặt trụ chia, trục vít được chia làm hai loại là trục vít hình trụ (hình 6.2a) và trục vít lõm (hình 6.2b) (trục vít lõm có số răng trong vùng ăn khớp lớn hơn nên được dùng khi cần truyền công suất lớn, tuy nhiên chế tạo trục vít lõm khó hơn nhiều so với trục vít hình trụ. Loại trục vít này được sử dụng nhiều trong cơ cấu nâng của các loại máy trục, thang máy).

– Theo hình dạng ren của trục vít, ta có:

Trục vít Archimede (hình 6.3a): giao tuyến giữa mặt ren và mặt phẳng chứa đường tâm trục là đường thẳng, còn giao tuyến giữa mặt ren và mặt phẳng vuông góc với đường tâm trục là đường Archimede.



Hình 6.2

a) Trục vít hình trụ; b) Trục vít lõm.

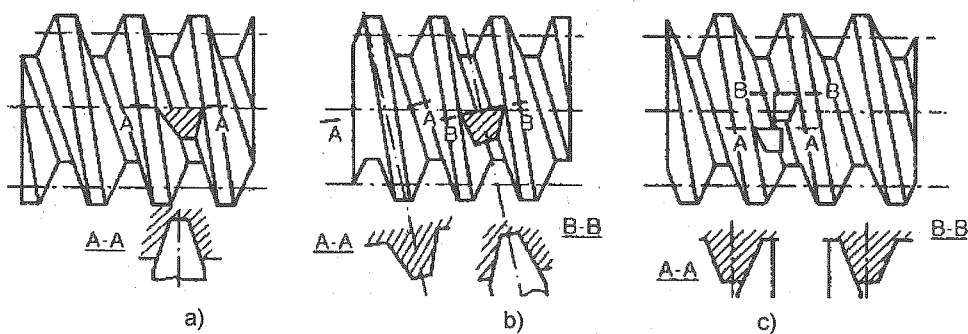
THƯ VIỆN
HUBT

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Trục vít Convolute (hình 6.3b): giao tuyến giữa mặt ren với mặt phẳng vuông góc với phương ren là đường thẳng, còn giao tuyến giữa mặt ren và mặt phẳng vuông góc với đường tâm trục là đường Convolute.

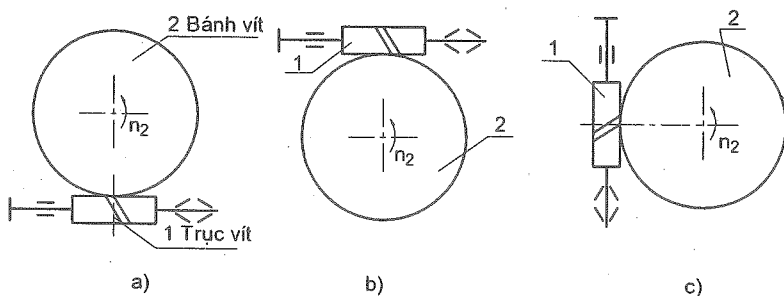
Trục vít thân khai (hình 6.3c): giao tuyến giữa mặt ren với mặt phẳng tiếp tuyến với mặt trụ cơ sở là đường thẳng, còn giao tuyến giữa mặt ren và mặt phẳng vuông góc với đường tâm trục là đường thân khai.

Trong đó phổ biến nhất là trục vít thân khai vì loại trục vít này có tính công nghệ cao, có thể mài mặt ren bằng đá mài dẹt nên có thể khi yêu cầu trục vít có độ rắn lớn hơn 45HRC.



Hình 6.3. Các loại trục vít

a) Trục vít Acimet; b) Trục vít Convolute; c) Trục vít thân khai.



Hình 6.4. Vị trí của trục vít so với bánh vít

a) Nằm dưới; b) Nằm trên; c) Thẳng đứng.

– Theo số mỗi ren trên trục vít: Trục vít một mỗi ren ($z_1 = 1$) và trục vít nhiều mỗi ren (z_1 có thể lấy 2; 3; 4 thậm chí là 6).

Vị trí của trục vít có thể nằm ngang (trên hoặc dưới), thẳng đứng so với bánh vít (hình 6.4) vì vậy rất đa dạng trong việc bố trí của hệ dẫn động.

6.1.3. Thông số hình học chủ yếu

– *Môđun*: môđun dọc của trục vít = môđun ngang bánh vít và được ký hiệu m .

Dãy 1: 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25

Dãy 2: 1,5; 3; 3,5; 7; 12 (dãy môđun không ưu tiên).

– *Hệ số đường kính q*

Đường kính vòng chia trục vít tính theo công thức sau: $d_1 = m \cdot q$

Đường kính dao phay gia công răng bánh vít d_{dao}

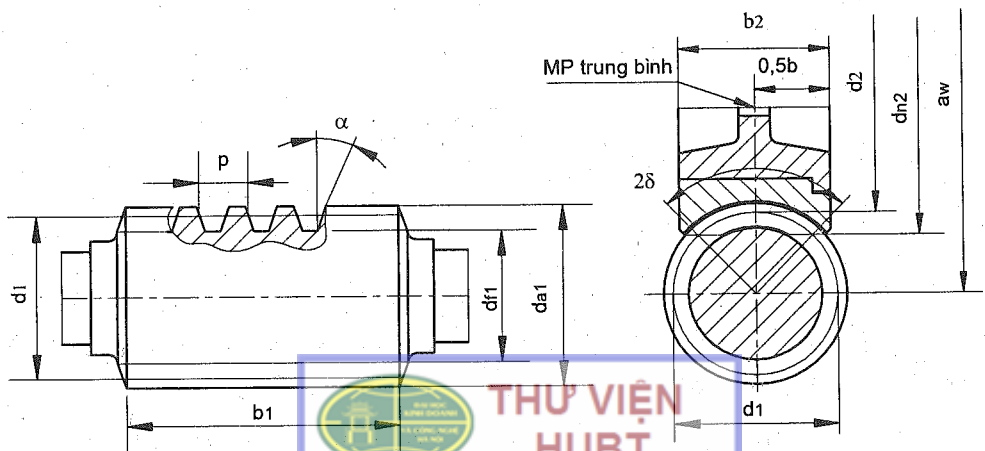
Khi cắt răng bánh vít, ta sử dụng dao phay có $d_{dao} = d_1$. Vì vậy để hạn chế số lượng dụng cụ cần hạn chế cả giá trị m và d_1 . Trong thực tế ứng với 1 giá trị của m có 1 số giá trị của d_1 , nghĩa là 1 giá trị của m sẽ tương ứng với nhiều giá trị của q . Bảng 6.9 hướng dẫn việc chọn giá trị q theo m tương ứng với đường kính d_1 (trích dẫn theo tiêu chuẩn DIN 3976).

– *Số mối ren trục vít z_1* : có thể chọn $z_1 = 1; 2; 3$ và 4. Tuy nhiên khi chọn z_1 cần đảm bảo số răng bánh vít $z_{2min} = 26 < z_2 < z_{2max} = (60 \dots 80)$.

– Góc vít của đường xoắn vít trên mặt trụ chia (γ) và trên mặt trụ lặn (γ_w) xác định theo công thức sau: $\tan \gamma = z_1/q$ và $\tan \gamma_w = m z_1/d_{w1}$ thường lựa chọn trong khoảng $\gamma = 5^\circ \dots 20^\circ$.

– Góc nghiêng của răng bánh vít: $\beta = \gamma$

– Các thông số khác và công thức xác định (xem hình 6.5 và bảng 6.1):



Hình 6.5. Kích thước cơ bản của trục vít và bánh vít

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Bảng 6.1. Thông số hình học cơ bản bộ truyền trục vít

Tên gọi	Ký hiệu	Công thức tính	
		Trục vít	Bánh vít
Bước răng	p	Bước dọc trục vít $p = \pi.m$	Bước ngang bánh vít $p = \pi.m$
Môđun	m	Môđun dọc trục vít $m = p / \pi$	Môđun ngang bánh vít $m = p / \pi$
Hệ số dịch chỉnh bánh vít	x_1	$x_1 = 0$	$x_2 = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2)$
Đường kính vòng chia	d_i	$d_1 = m.q$	$d_2 = m.z_2$
Đường kính vòng lăn	d_w	$d_{w1} = d_1$	$d_{w2} = m(z_2 + 2x_2)$
Đường kính vòng đỉnh	d_{ai}	$d_{a1} = d_1 + 2m$	$d_{a2} = m(z_2 + 2 + 2x_2)$
Đường kính vòng đáy răng	d_{fi}	$d_{f1} = d_1 - 2,4m$	$d_{f2} = m(z_2 - 2,4 + 2x_2)$
Bước xoắn ốc	p_x	$p_x = p.z_1$	-
Góc nâng ren vít	γ	$\tan \gamma = p_x / \pi d_1 = z_1 / q$	-
Chiều dài cắt ren của trục vít	b_1	$b_1 \geq (C_1 + C_2.z_2).m$ Khi $z_1 = 1...2$: $C_1 = 11$ và $C_2 = 0,1$ Khi $z_1 = 4$: $C_1 = 12,5$ và $C_2 = 0,1$	-
Đường kính vòng ngoài bánh vít	d_{n2}	-	$d_{n2} = d_{a2} + C_m$ Với $C = 2$ khi $z_1 = 1$ $C = 1,5$ khi $z_1 = 2$ $C = 1$ khi $z_1 = 4$
Chiều rộng bánh vít	b_2	-	$b_2 \leq 0,67d_1$
Góc ôm răng bánh vít đối với trục vít	δ	-	$\delta = \arcsin[b_2 / (d_{a1} - 0,5m)]$ thường $2\delta \approx 100^0$
Khoảng cách trục	a_w	$a_w = 0,5m(q + z_2 + 2.x_2)$	
Khoảng cách trục tiêu chuẩn: a_w : 40; 50; 63; 80; 100; 125; (140); 160; (180); 200; (225); 250; (280); 315; (355); 400; (450); 500.)			

6.1.4. Cấp chính xác chế tạo

Tương tự như bánh răng, truyền động trục vít cũng được chế tạo với 12 cấp chính xác, nhưng cấp chính xác 7; 8 và 9 được sử dụng nhiều nhất (phụ thuộc vào phương pháp gia công và vận tốc).

Khi thiết kế có thể chọn cấp chính xác theo vận tốc trượt (bảng 6.2).

Bảng 6.2. Chọn cấp chính xác theo vận tốc trượt

Vận tốc trượt, (m/s)	< 1,5	1,5...7,5	5...12	7,5...25
Cấp chính xác	9	8	7	6

6.2. CƠ SỞ TÍNH TOÁN TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT

6.2.1. Vận tốc và tỷ số truyền

a) Tỷ số truyền u

Khi trục vít quay với vận tốc n_1 , cạnh ren của trục vít chuyển động với vận tốc $v_1 = \pi d_1 n_1$ và làm cho răng bánh vít chuyển động với vận tốc $v_2 = \pi d_2 n_2$. Dễ dàng nhận được tỷ số truyền u như sau:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1 \cdot \tan \gamma} \quad (6.1)$$

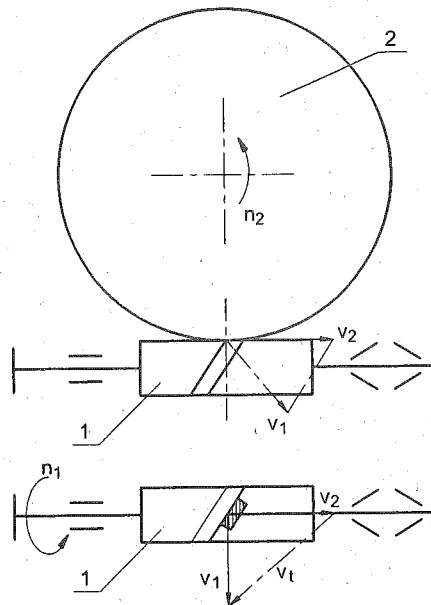
Do z_1 chọn nhỏ ($z_1 = 1 \dots 4$) nên u rất lớn, thường trong khoảng $u = 10 \dots 80$. Tỷ số truyền thường được chọn tùy thuộc vào z_1 sao cho $z_2 > z_{2\min}$, có thể chọn u theo tiêu chuẩn sau đây:

Dãy 1: $u = 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80$.

Dãy 2: $u = 9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 35,5; 45; 56; 71$.

b) Vận tốc trượt v_t

Do trục của trục vít vuông góc với trục của bánh vít nên $v_1 \perp v_2$, điều này dẫn đến khi làm việc, mặt răng bánh vít trượt dọc trên mặt ren trục vít với vận tốc trượt v_t . Từ hình 6.6 dễ dàng thấy rằng vận tốc trượt v_t rất lớn và xác định theo công thức sau:



Hình 6.6. Phương chiều vận tốc trượt v_t

$$v_t = \frac{\pi n_1}{19100} \sqrt{z_1^2 + q^2} \quad (6.2)$$

Thay: $v_1 = \pi \cdot d_1 n_1 / 60 \cdot 1000$

$$\tan \gamma = z_1/q; \cos \gamma = \frac{q}{\sqrt{z_1^2 + q^2}} \text{ sẽ thu được công thức trên.}$$

Như vậy trong truyền động trục vít ngoài trượt biên dạng như trong truyền động bánh răng còn có trượt dọc ren với vận tốc trượt lớn. Mặt khác do phương của v_1 nằm dọc theo đường tiếp xúc (hình 6.6) và song song với phương ren trục vít nên điều kiện hình thành màng dầu bôi trơn ở vùng tiếp xúc rất kém và đây chính là nguyên nhân dẫn đến ma sát lớn, làm cho hiệu suất truyền động giảm, sinh nhiệt nhiều và dạng hỏng chính trong truyền động trục vít là mòn và dính răng.

Ý kiến của chuyên gia. Người thiết kế cần tìm các biện pháp để giảm ma sát, các giải pháp đó là:

– Chọn các thông số và bố trí vị trí bộ truyền trong hệ dẫn động hợp lý để giảm v_1 .

Giảm ma sát bằng cách chọn vật liệu vành răng bánh vít và trục vít cũng như công nghệ chế tạo các chi tiết sao cho hệ số ma sát là nhỏ nhất (xem phần chọn vật liệu vành răng bánh vít).

– Chọn loại dầu bôi trơn thích hợp.

– Sử dụng truyền động trục vít lõm Globoid để tạo điều kiện hình thành màng dầu bôi trơn tốt.

6.2.2. Hiệu suất truyền động

Do v_1 lớn nên mất mát công suất trong bộ truyền là khá lớn. Khi xác định hiệu suất của trục vít cần phân biệt hai trường hợp:

a) Khi trục vít dẫn

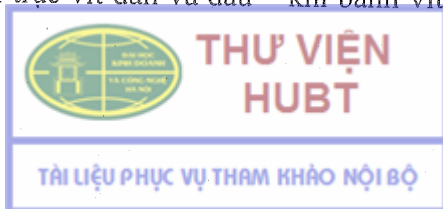
Nếu bỏ qua mất mát công suất do các nguyên nhân khác và chỉ kể đến mất mát do ma sát trên mặt tiếp xúc thì hiệu suất được xác định theo công thức sau:

$$\eta = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{T_1 \cdot \omega_1} \quad (a)$$

Tương tự như mỗi ghép ren, ta có: $F_{t1} = F_{a1} \cdot \tan(\gamma \pm \rho')$

Suy ra: $F_{t1} = F_{t2} \cdot \tan(\gamma \pm \rho')$

Ở đây: dấu cộng khi trục vít dẫn và dấu – khi bánh vít dẫn và là ρ' góc ma sát $\rho' = \arctan(f)$.



Thay vào (a), suy ra : $\eta = \frac{\tan(\gamma)}{\tan(\gamma + \rho')}$

Nếu kể đến các mất mát khác như mất mát do khuấy dầu, mất mát trong ổ,... thì cần đưa thêm vào hệ số khoảng (0,90...0,95). Vậy hiệu suất của truyền động trục vít khi trục vít dẫn sẽ là:

$$\eta = (0,9...0,95) \frac{\tan(\gamma)}{\tan(\gamma + \rho')} \quad (6.3a)$$

Bảng 6.3 và 6.4 cho biết giá trị của góc ma sát tương đương phụ thuộc vào hệ số ma sát và hiệu suất bộ truyền theo z_1 .

Bảng 6.3. Hệ số ma sát và góc ma sát (trục vít bằng thép – răng bánh vít bằng đồng thanh)

$v_1(m/s)$	f	ρ'	$v_1(m/s)$	f	ρ'
0,01	0,111...0,120	$6^{\circ}17...6^{\circ}51$	2,5	0,030...0,040	$1^{\circ}43...2^{\circ}17$
0,1	0,080...0,090	$4^{\circ}34...0^{\circ}10$	3,0	0,028...0,035	$1^{\circ}35...2^{\circ}00$
0,25	0,063...0,075	$3^{\circ}43...4^{\circ}17$	4,0	0,023...0,030	$1^{\circ}19...1^{\circ}43$
0,5	0,055...0,065	$3^{\circ}10...3^{\circ}43$	7,0	0,018...0,026	$1^{\circ}03...1^{\circ}29$
1,0	0,045...0,055	$2^{\circ}35...3^{\circ}10$	10	0,016...0,025	$0^{\circ}55...1^{\circ}22$
1,5	0,040...0,050	$2^{\circ}17...2^{\circ}51$	15	0,015...0,020	$1^{\circ}48...1^{\circ}48$
2,0	0,035...0,045	$2^{\circ}00...2^{\circ}35$			

Bảng 6.4. Hiệu suất truyền động trục vít chọn sơ bộ theo z_1

z_1	1	2	4
η	0,70...0,75	0,75...0,82	0,85...0,90

b) Khi bánh vít dẫn

Tương tự ta có công thức tính hiệu suất khi trục vít bị dẫn:

$$\eta = (0,9...0,95) \frac{\tan(\gamma - \rho')}{\tan(\gamma)} \approx 0,4...0,5 \quad (6.3b)$$

Khuyến cáo của các chuyên gia

– Để tăng hiệu suất cần chọn z_1 lớn và giảm q tuy nhiên khi z_1 lớn thì z_2 sẽ lớn và q giảm (khi a_w không thay đổi), nhưng khi z_1 tăng thì z_2 tăng theo làm kích thước bộ truyền tăng đặc biệt d_2 tăng. Mặt khác khi q giảm thì d_f sẽ giảm xuống và điều này sẽ ảnh hưởng độ bền, sự phân bố tải trọng trên đường tiếp xúc do biến dạng của trục vít lớn. Vì vậy nên chọn z_1 và q sao cho $\gamma < 25^{\circ}$ đồng thời chọn vật liệu vành răng bánh vít để tăng ρ' .

– Khi trục vít bị dẫn thì hiệu suất giảm đáng kể vì vậy chỉ sử dụng trong trường hợp đặc biệt và khi $\gamma < \rho'$ thì xảy ra hiện tượng tự hãm.

6.2.3. Tải trọng tính toán

6.2.3.1. Lực tác dụng trên răng bánh vít và ren trục vít

Khi xét lực tác dụng trên răng cần lưu ý đến các đặc điểm sau:

– Do bánh vít tương tự bánh răng nghiêng nên F_n được phân làm 3 thành phần là F_t ; F_r và F_a .

– Do trục vít vuông góc với trục bánh vít và bỏ qua ma sát trên mặt ren nên:

$$\begin{aligned} F_{t2} &= F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} \\ F_{t1} &= F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} ; F_n = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha \cdot \cos \gamma} \\ F_{r1} &= F_{r2} = F_{t2} \frac{\tan \alpha}{\cos \gamma} \end{aligned} \quad (6.4a)$$

Nếu ma sát lớn thì sử dụng công thức (6.4b) để tính giá trị các lực ăn khớp

$$\begin{aligned} F_{t2} &= F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2T_1}{d_1 \cdot \tan(\gamma + \rho')} \\ F_{t1} &= F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2} \tan(\gamma + \rho') \\ F_{r1} &= F_{r2} = F_{t2} \frac{\tan \alpha_n \cdot \cos \rho'}{\cos(\gamma + \rho')} = F_{t1} \frac{\tan \alpha_n \cos \rho'}{\sin(\gamma + \rho')} \end{aligned} \quad (6.4b)$$

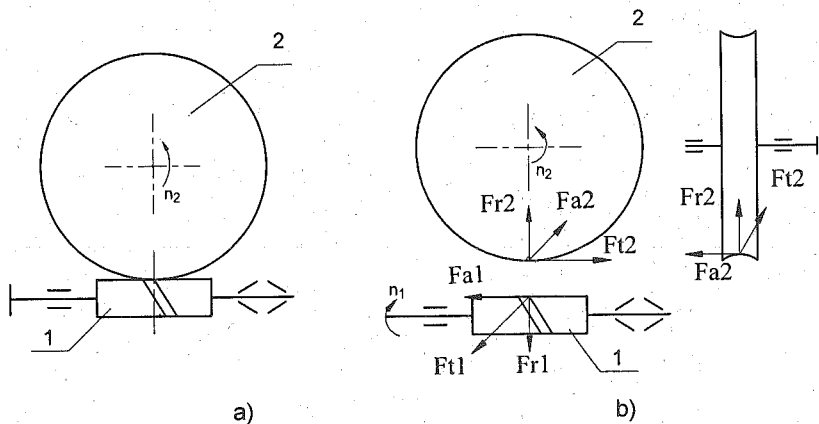
Ghi chú: Phương chiều của các lực thành phần xác định tương tự như trong truyền động bánh răng.

Ví dụ 1: Phân tích lực ăn khớp thành các thành phần khi trục vít dẫn, biết chiều quay trục bánh vít n_2 , hướng ren trục vít (hình 6.7a).

Bài giải:

- Ký hiệu 1 là trục vít và 2 là bánh vít.
- Xác định chiều quay trục vít khi biết chiều quay trục bánh vít.
- Lần lượt đặt các lực F_t , F_r và F_a (phương chiều xác định tương tự trong truyền động bánh răng) hình 6.7b.





Hình 6.7. Sơ đồ HGT trục vít và lực ăn khớp

6.2.3.2. Tải trọng tính toán

Tương tự trong bánh răng, hệ số tải trọng tính toán trong trục vít cũng xác định theo công thức sau: $K = K_d \cdot K_\beta \cdot K_v$.

Trong đó:

- Hệ số K_d : xác định tương tự như khi tính bộ truyền bánh răng (bảng 3.4).
- Hệ số K_v : do bộ truyền làm việc êm nên K_v không lớn và phụ thuộc vào v_t và cấp chính xác, có thể tra bảng 6.5.

Bảng 6.5. Hệ số tải trọng K_{Hv} và K_{Fv} phụ thuộc vào v_t

Cấp chính xác	Hệ số tải trọng K_{Hv} và K_{Fv} khi v_t (m/s)				
	< 1,5	1,5...3	3...7,5	7,5...12	> 12
6	–	–	1	1,1	1,3
7	1	1	1,1	1,2	–
8	1,15	1,25	1,35	–	–
9	1,25	–	–	–	–

– Hệ số K_β , khác với truyền động bánh răng, truyền động trục vít có chiều dài trục khá lớn (phụ thuộc vào z_2), răng bánh vít có khả năng chạy rà tốt (có sự phân bố lại tải trọng sau một thời gian làm việc) nên K_β xác định theo công thức sau:

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - X)$$

Trong đó:

θ là hệ số biến dạng trục vít phụ thuộc z_1 , z_2 và hệ số đường kính q , tra bảng 6.6.

X là hệ số xác định theo công thức:
$$X = \frac{T_m}{T_{\max}} = \sum \frac{T_i}{T_{\max}} \cdot \frac{N_i}{N_{\Sigma}}$$

$N_{\Sigma} = \sum n_i \cdot t_i$, $T_{\max}$ là mômen xoắn lớn nhất và T_i là mômen ở chế độ thứ i .

Thường khi tải trọng không đổi thì $K_{\beta} \approx 1$ và khi tải trọng thay đổi $K_{\beta} \approx 1,06 \dots 1,2$ phụ thuộc vào q và z_2 (khi q nhỏ và z_2 lớn thì K_{β} lớn).

Bảng 6.6. Hệ số biến dạng θ của trục vít

Z_1	Hệ số biến dạng θ của trục vít phụ thuộc q								
	6,3	7,2	8	9	10	11	12,5	14	16
1	44	57	72	89	108	127	157	190	240
2	36	45	57	71	86	102	125	152	230
4	30	37	47	58	70	82	101	123	185

6.2.4. Vật liệu và ứng suất cho phép

6.2.4.1. Vật liệu trục vít và bánh vít

a) Vật liệu trục vít

Trục vít chế tạo từ thép cacbon C40; C45 tôi cải thiện hoặc thép hợp kim 40Cr, 40CrNi tôi bề mặt hoặc tôi thể tích, thép 20 và 20Cr thấm C (khi HRC > 50, bề mặt ren trục vít cần được mài hoặc đánh bóng).

b) *Vật liệu vành răng bánh vít*: Bánh vít thường được chế tạo từ các vật liệu có tính chống mòn và chống dính cao. Tùy thuộc vào vận tốc trượt mà chọn vật liệu bánh vít cho phù hợp. Để chọn được vật liệu thích hợp cần xác định sơ bộ vận tốc trượt.

Khi $v_t > 6\text{m/s}$, dùng vật liệu đồng thanh thiếc như BCuSn10P và BCuSnNiP, hoặc đồng thanh thiếc kẽm chì như BCuSn6Zn5Pb3 và BCuSn5Zn5Pb5 (vật liệu có tính chất chống dính tốt nhưng giá thành cao nên chỉ sử dụng khi vận tốc trượt lớn, thường $v_t > 6 \dots 25\text{m/s}$).

Khi $2 < v_t < 5\text{m/s}$, dùng đồng thanh không thiếc và đồng thau như đồng thanh nhôm sắt BCuAl9Fe4 hoặc đồng thanh nhôm sắt niken BCuAl10Fe4Ni4; đồng thau LCuZn58Mn2Si2; LCu58Mn2S2 (nhóm vật liệu này có cơ tính tốt, lại rẻ hơn đồng thanh thiếc nhưng khả năng chống dính kém nên chỉ sử dụng khi vận tốc trượt $< 5\text{m/s}$. Để giảm mài mòn bề mặt răng bánh vít và tăng khả năng chống dính, trục vít cần có độ rắn cao và cần được mài hay đánh bóng bề mặt ren).

Khi $v_t < 2\text{m/s}$, bánh vít được làm bằng gang, bao gồm các loại gang xám và gang biên tính: GX15–32, GX18–36.

Ý kiến của chuyên gia.

Để chọn được vật liệu, người thiết kế cần xác định được v_t , tuy nhiên do chưa có các thông số bộ truyền nên bạn có thể xác định v_t theo công thức kinh nghiệm sau:

$$v_t \approx (3,7 \dots 4,5) \cdot 10^{-5} n_1 \sqrt[3]{T_2} \text{ (m/s)}.$$

6.2.4.2. Ứng suất cho phép

a) *Ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]$ được xác định phụ thuộc vào vật liệu.*

– Vật liệu bánh vít là đồng thanh thiếc (có độ bền chống dính cao nên $[\sigma_H]$ được định theo điều kiện tróc rỗ bề mặt phụ thuộc vào N), $[\sigma_H]$ xác định theo công thức sau:

$$[\sigma_H] = (0,75 \dots 0,9) \sigma_b K_{HL} \quad (6.5)$$

Trong đó:

σ_b là giới hạn bền của vật liệu, tra bảng (6.7a).

$K_{FL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{FE}}}$ là hệ số tuổi thọ, $N_{HE} = 60 \sum_{i=1}^k \left(\frac{T_{2i}}{T_2} \right)^4 n_i t_i$ (số chu kỳ chịu tải tương đương). Nếu $N_{HE} > 2,5 \cdot 10^8$ thì lấy $N_{HE} = 2,5 \cdot 10^8$ để tính toán $[\sigma_H]$.

– Vành bánh vít bằng đồng thanh không thiếc hoặc gang, thì $[\sigma_H]$ được xác định theo điều kiện tránh dính, tra bảng (6.7b) phụ thuộc vào v_t và không phụ thuộc vào số chu kỳ chịu tải.

b) *Ứng suất uốn cho phép $[\sigma_F]$*

Tùy thuộc bánh vít quay một hay hai chiều mà ứng suất uốn cho phép sẽ khác nhau.

– Bánh vít làm bằng đồng thanh thiếc

Quay 1 chiều thì: $[\sigma_F] = (0,25\sigma_{ch} + 0,08\sigma_b)K_{FL}$

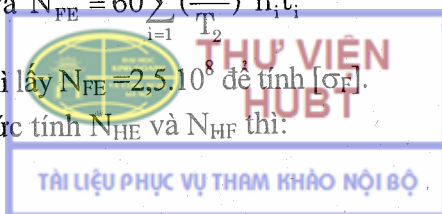
Quay 2 chiều thì: $[\sigma_F] = 0,16\sigma_b \cdot K_{FL}$

(6.6a)

với $K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}$ và $N_{FE} = 60 \sum_{i=1}^k \left(\frac{T_{2i}}{T_2} \right)^9 n_i t_i$

Nếu $N_{FE} > 2,5 \cdot 10^8$ thì lấy $N_{FE} = 2,5 \cdot 10^8$ để tính $[\sigma_F]$.

Trong các công thức tính N_{HE} và N_{HF} thì:



T_2 là mômen lớn nhất trong số các mômen tác dụng trên bánh vít; T_{2i} , n_i và t_i là mômen, tốc độ quay và thời gian làm việc (giờ sử dụng) của bánh vít.

Bảng 6.7a. Cơ tính của vật liệu vành răng bánh vít phụ thuộc vào phương pháp đúc

Vật liệu	Cách đúc	σ_b (MPa)	σ_{ch} (MPa)	$E \cdot 10^5$ (MPa)	HB	v_{max}
BCuSn10P	KC	200	120	0,75	80...100	25
BCuSn10P	KKL	260	150	1	100...120	
BcuSnNiP	ĐLT	290	170	0,98	100...120	30
BcuSn6Zn3Pb3	KC	150...220	80	0,93	60...70	13
	KKL	200...250	100	0,93	60...70	
BcuSn5Zn5Pb5	KC	180...220	80	0,88	60...70	10
	KKL	200...250	100	0,88	60...70	
BcuAl9Fe4	KC	400	200	0,90	110...140	10
	KKL	500	200	0,90		
BCuAl10Fe4Ni4	KKL, ĐLT	600	400	0,98	170...220	10
LCuZn58Mn2Si2 Và LCu58Mn2S2	KC	320	140	0,9	160...230	3
GX15-32 và GX18-36	KC	150*	320	1	170...230	2
		180*	360			

Ghi chú: KC là đúc trong khuôn cát; KKL là đúc trong khuôn kim loại và ĐLT là đúc ly tâm.
Với gang thì giá trị (*) chỉ giới hạn bền uốn σ_{bu}

– Bánh vít làm bằng gang

$$\left. \begin{array}{l} \text{Khi quay 1 chiều thì: } [\sigma_F] = 0,12 \sigma_{bu} \\ \text{Khi quay 2 chiều thì: } [\sigma_F] = 0,07 \sigma_{bu} \end{array} \right\} \quad (6.6b)$$

Bảng 6.7b. Ứng suất cho phép phụ thuộc vào v_t

Vật liệu	$[\sigma_H]$ (MPa), vận tốc trượt (m/s)							$[\sigma_F]$ (MPa)
	0,5	1	2	3	4	5	8	
BCuAl9Fe4	250	230	210	180	160	120	90	80
BCuAl10Fe4Ni4	280	270	250	220	200	150	100	—
LCuZn58Mn2Si2	230	220	200	180	160	120	80	—
GX15-32 và GX18-36	190	160	130	115	90	—	—	34

Ví dụ 2: Chọn vật liệu vành răng bánh vít và xác định ứng suất tiếp xúc cho phép và ứng suất uốn cho phép của bộ truyền, biết: $n_1 = 2900 \text{ vg/ph}$, $T_2 = 374667 \text{ Nmm}$; tỷ số truyền $u = 18,5$. Bộ truyền quay 1 chiều với chế độ tải trọng thay đổi ($t_1 = 0,5t_{ck}$; $T_2 = 0,8T_1$; $t_2 = 0,3t_{ck}$ và $T_3 = 0,6T_1$; $t_3 = 0,2t_{ck}$) và thời hạn sử dụng $t_\Sigma = 12000 \text{ h}$. Trục vít được tôi, bề mặt ren mài.

Bài giải:

a) Chọn vật liệu.

Tính sơ bộ vận tốc trượt v_t theo công thức sau:

$$v_t \approx (3,7 \dots 4,5) \cdot 10^{-5} n_1 \sqrt[3]{T_2}$$

$$= (3,7 \dots 4,5) \cdot 10^{-5} \cdot (2900) \sqrt[3]{374667} = (7,7 \dots 9,4) \text{ m/s}$$

Trong đó: $n_1 = 2900 \text{ vg/ph}$

T_2 : mômen xoắn trên trục bánh vít

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta = 24698 \cdot 18,5 \cdot 0,82 = 374667 \text{ Nmm}$$

η : hiệu suất truyền động, sơ bộ chọn $\eta = 0,82$ với $z_1 = 2$.

Với $v_t = 7,7 \dots 9,4 \text{ m/s}$ có thể sử dụng loại vật liệu đồng thanh nhiều thiếc BCuSn10P để chế tạo vành răng bánh vít, tuy nhiên loại vật liệu này hiếm nên giá thành sẽ đắt. Trong trường hợp này có thể sử dụng đồng thanh thiếc kẽm chì (hàm lượng thiếc khoảng 3...6%) như BCuSn5Zn5Pb5 thay thế cho BCuSn10P.

b) Xác định ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H] = [\sigma_H]_2$

Vành bánh vít làm bằng đồng thanh thiếc nên $[\sigma_H]$ được chọn theo điều kiện chống tróc rỗ bề mặt phụ thuộc vào chu kỳ thay đổi ứng suất, theo:

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H0}] K_{HL} = (0,75 \dots 0,9) \sigma_b \cdot K_{HL}$$

Trong đó:

– $[\sigma_{H0}]$ là ứng suất tiếp xúc cho phép ứng với số chu kỳ cơ sở $N_{H0} = 10^7$ và $[\sigma_{H0}] = (0,75 \dots 0,9) \sigma_b$. Vì trục vít bằng thép tôi có HRC ≥ 45 , bề mặt ren được mài hoặc đánh bóng, tra bảng 6.7a được $\sigma_b = 170 \text{ MPa}$.

– K_{HL} : hệ số tuổi thọ, được xác định bằng công thức sau:

$$K_{HL} = m_H \sqrt[8]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}$$

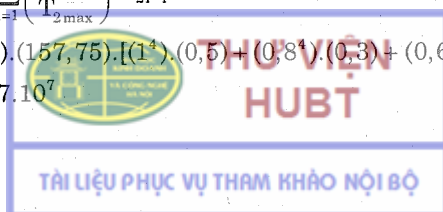
Với: $m_H = 8$ bậc đường cong mỗi khi thử về tiếp xúc.

N_{HE} : số chu kỳ thay đổi ứng suất tương đương. Do chế độ tải trọng thay đổi bậc thang nên N_{HE} được tính theo công thức sau:

$$N_{HE} = 60 \sum_{i=1}^k \left(\frac{T_{2i}}{T_{2\max}} \right)^4 n_{2i} t_i$$

$$= (60) \cdot (157,75) \cdot [(1^4) \cdot (0,5) + (0,8^4) \cdot (0,3) + (0,6^4) \cdot (0,2)] \cdot 12000$$

$$= 1,67 \cdot 10^7$$



$$\text{Vậy: } K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{1,67 \cdot 10^7}} = 0,93$$

$$\begin{aligned} \text{Suy ra: } [\sigma_H] &= [\sigma_{H0}] K_{HL} = (0,75 \dots 0,9) \sigma_b \cdot K_{HL} \\ &= (0,85) \cdot (170) \cdot (0,93) = 134 \text{ MPa} \end{aligned}$$

c) Xác định ứng suất uốn cho phép: $[\sigma_F] = [\sigma_{F2}]$.

Do bộ truyền quay một chiều nên $[\sigma_F]$ tính theo công thức:

$$[\sigma_F] = [\sigma_{F0}] K_{FL} = (0,25 \sigma_b + 0,08 \sigma_{ch}) K_{FL}, \text{ trong đó:}$$

K_{FL} là hệ số tuổi thọ:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}$$

$$\begin{aligned} \text{Với: } N_{HE} &= 60 \sum_{i=1}^k \left(\frac{T_{2i}}{T_{2\max}} \right)^9 n_{2i} t_i \\ &= (60) \cdot (157,75) \cdot (1200) \cdot [(1^9) \cdot (0,5) + (0,8^9) \cdot (0,3) + (0,6^9) \cdot (0,2)] = 6,1 \cdot 10^7 \end{aligned}$$

$$\text{Vậy: } K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{6,1 \cdot 10^7}} = 0,85$$

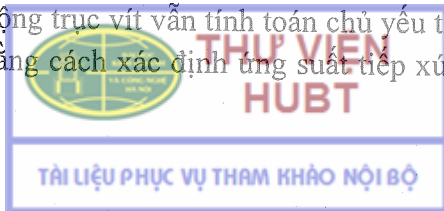
$$\begin{aligned} \text{Do đó: } [\sigma_F] &= (0,25 \sigma_b + 0,08 \sigma_{ch}) K_{FL} \\ &= [(0,25) \cdot (170) + (0,08) \cdot (90)] \cdot (0,85) = 43 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Do trục vít tôi đạt HRC > 45, bề mặt ren được mài nên giá trị $[\sigma_{F0}]$ có thể tăng thêm khoảng 20...25%. Vì vậy $[\sigma_F] = 50 \text{ MPa}$.

6.3. TÍNH TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT

6.3.1. Dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

Tương tự bánh răng, truyền động trục vít cũng có các dạng phá hỏng như tróc rỗ, gãy răng, mòn và dính. Tuy nhiên do ma sát lớn, điều kiện hình thành màng dầu bôi trơn kém và do vật liệu vành răng bánh vít có độ bền kém hơn so với trục vít nên dạng hỏng chủ yếu là dính và mòn răng bánh vít. Mòn xảy ra khốc liệt khi lắp ghép không chính xác, dầu bôi trơn bị bắn; bề mặt ren trục vít không nhẵn và trục vít làm việc ở trạng thái thường xuyên đóng mở (cơ cấu nâng của máy trục). Mặc dù dạng hỏng dính và mòn là chủ yếu nhưng do việc tính toán theo độ bền mòn và dính là rất phức tạp nên hiện nay truyền động trục vít vẫn tính toán chủ yếu theo độ bền tiếp xúc và được hiệu chỉnh bằng cách xác định ứng suất tiếp xúc cho phép và theo



độ bền uốn. Ngoài ra cần tính nhiệt độ để phòng hiện tượng biến dạng, còn trục vít cần được tính toán theo độ bền mỏi.

6.3.2. Tính theo độ bền tiếp xúc

Sử dụng công thức Héc cho tiếp xúc đường giữa hai bề mặt tiếp xúc là ren trục vít và răng bánh vít, điều kiện bền tiếp xúc có dạng:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q_n \cdot E}{\rho}} \leq [\sigma_H] \quad (a)$$

Trong đó:

q_n là tải trọng riêng tính toán, tương tự trong bánh răng: $q_n = K_d \cdot K_H \cdot F_n / L_H$. Chiều dài tiếp xúc xác định tương tự như trong bánh răng nghiêng nhưng do răng bánh vít có dạng cong nên chiều dài răng bánh vít xác định ứng với cung ôm $2\delta = 100^\circ$ và $L_H = K_\varepsilon \cdot b \cdot \varepsilon_\alpha / \cos \beta = K_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \pi \cdot 2\delta / (360^\circ \cos \gamma)$.

$$q_n = 2T_2 \cdot K_d \cdot K_H / d_{w2} \cdot 1,2d_{w1} \cos \alpha_w \quad (*)$$

với $K_\varepsilon = 0,75$; $2\delta = 100^\circ$

E là mô đun đàn hồi tương đương và $E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$. Do trục vít bằng thép nên $E_1 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$, bánh vít bằng kim loại màu hoặc gang nên $E_2 = 0,9 \cdot 10^5 \text{ MPa}$. Vậy $E = 1,27 \cdot 10^6 \text{ MPa}$.

ρ là bán kính cong tương đương tại điểm tiếp xúc, do ren trục vít có cạnh thẳng còn răng bánh vít có dạng thân khai nên:

$$1/\rho = 1/\rho_2 = 0,5d_{w2} \cdot \sin \alpha_w / \cos \gamma \quad (**)$$

Thay (*) và (**) vào (a):

$$\sigma_H = \frac{480}{d_{w2}} \sqrt{\frac{T_2 K_d K_H}{d_{w1}}} \leq [\sigma_H] \quad (6.7a)$$

Cũng có thể biến đổi công thức (6.7a) thành dạng khác bằng cách thay $d_{w1} = mq$, $d_{w2} = m(z_2 + 2x_2)$ và $m = 2a_w / (q + z_2 + x_2)$, ta có:

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2} \sqrt{\left(\frac{z_2 + q}{a_w}\right)^3 \frac{T_2 K_d K_H}{q}} \leq [\sigma_H] \quad (6.7b)$$

Công thức (6.7ab) được gọi là công thức kiểm nghiệm răng bánh vít theo độ bền tiếp xúc. Muốn thiết kế (xác định kích thước, ở đây là d_{w1} , d_{w2} hoặc a_w) thì từ (6.7b) suy ra:

$$a_w \geq (z_2 + q) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{z_2 [\sigma_H]}\right)^2 \frac{T_2 K_d K_H}{q}} \quad (6.8)$$

Công thức (6.8) là công thức thiết kế truyền động trục vít theo độ bền tiếp xúc. Sau khi xác định được a_w theo (6.8) cần chọn a_w theo tiêu chuẩn hoặc làm tròn đến giá trị gần nhất (thường tận cùng 0 hoặc 5).

Ghi chú:

– Muốn sử dụng công thức (6.8), có thể chọn $q = (0,22 \dots 0,3) z_2$ (chú ý hệ số q có liên quan đến hiệu suất của bộ truyền và độ cứng của trục vít).

– Tỷ lệ giữa đường kính trục d_1 và khoảng cách trục a_w nên nằm trong giới hạn sau: $1,6 < \frac{a_w^{0,875}}{d_1} < 3$

6.3.3. Tính theo độ bền uốn

Ứng suất uốn trong răng bánh vít cũng xác định tương tự như trong bánh răng nhưng cần chú ý rằng bánh vít có dạng cong do vậy kích thước chiều dày răng tăng dần khi xa mặt phẳng trung bình (mặt phẳng chính) gọi là hiện tượng dịch chính tự nhiên, khi làm việc răng bánh vít bị mòn nhanh hơn và bánh vít coi như bánh răng nghiêng nên có thể sử dụng công thức của bánh răng nghiêng với $\beta = \gamma$ để tính toán với các chú ý sau:

– Môđun là môđun pháp $m_n = m \cdot \cos \gamma$

– Lấy $\beta = 10^\circ$ thì $Y_\beta = 1 - \beta / 140 = 0,93$

– Lấy $K_\epsilon = 0,75$ và $\epsilon_\alpha = 1,8$, do đó $Y_\epsilon = \frac{1}{K_\epsilon \cdot \epsilon_\alpha} = 0,74$

– Hệ số dạng răng Y_F tra bảng (6.8) theo số răng tương đương:

$$z_{td2} = z_2 / \cos^3 \gamma$$

– Răng bánh vít bị mòn nhanh và nhiều:

$$\text{Suy ra: } \sigma_F = \frac{1,4 T_2 K_d K_F Y_F}{b_2 d_2 m_n} \leq [\sigma_F] \quad (6.9)$$

Công thức (6.9) là công thức kiểm nghiệm răng bánh vít theo độ bền uốn.

Cũng có thể xác định môđun theo điều kiện bền uốn như sau:

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{1,5 T_2 K_d K_F Y_F}{z_2 q [\sigma_F]}} \quad (6.10)$$

Bảng 6.8. Hệ số dạng răng bánh vít Y_F

Z_{ld}	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150	180
Y_F	1,8	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,4	1,34	1,3	1,27	1,24

6.3.4. Tính toán nhiệt, làm nguội và bôi trơn

Công suất mất mát do ma sát trong truyền động trục vít được chuyển hóa thành nhiệt làm nhiệt độ tăng và khi $t^0 > [t^0]$ thì dầu bôi trơn mất tính năng bôi trơn, hiện tượng dính và mòn xảy ra khốc liệt hơn. Vì vậy cần tiến hành tính toán nhiệt.

Điều kiện làm việc: $t^0 < [t^0]$

Xác định nhiệt độ làm việc xuất phát từ điều kiện cân bằng nhiệt sau:

$$Q_s = Q_t \quad (a)$$

Trong đó:

Q_s là lượng nhiệt sinh ra do mất mát công suất, xác định theo:

$$Q_s = 1000P_1 (1 - \eta), W$$

Q_t là lượng nhiệt thoát ra ngoài thông qua vách hộp và:

$$Q_t = K_t.A.(t_d - t_0), W$$

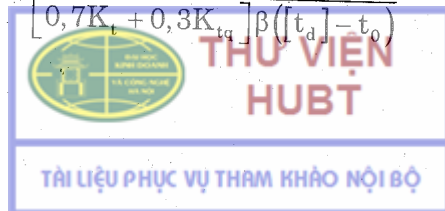
$$\text{Thay vào (a): } t_d = \frac{1000P_1 (1 - \eta)}{K_t.A.\beta} + t_0 \leq [t_d] \quad (6.11)$$

Với: $\beta = \frac{t_{ck}}{\left(\sum_{i=1}^k \frac{P_i t_i}{P_1} \right)}$ là hệ số giảm nhiệt sinh ra khi chịu tải trọng thay đổi

$K_t = 7 \dots 17,8 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ là hệ số thoát nhiệt và $[t] = 70 \dots 90^\circ C$ là nhiệt độ cho phép của dầu; A là diện tích bề mặt thoát nhiệt (chính là diện tích bao quanh).

Từ (6.11), nếu chọn trước $[t_d]$, suy ra diện tích vỏ hộp nhỏ nhất yêu cầu:

$$A \geq \frac{1000P_1 (1 - \eta)}{[0,7K_t + 0,3K_{tq}] \beta ([t_d] - t_0)} \quad (6.12)$$



6.4. CÁC BƯỚC THIẾT KẾ

6.4.1. Dữ liệu thiết kế

P_2 ; n_2 hoặc T_2 và u .

Các yêu cầu khác: chế độ tải trọng, chế độ làm việc, thời gian sử dụng,...

6.4.2. Các bước thiết kế

1. Chọn vật liệu

a) Vật liệu trục vít

b) Vật liệu vành răng bánh vít. Cần xác định sơ bộ v_t :

$$v_t \approx (3,7 \dots 4,5) \cdot 10^{-5} n_1 \sqrt[3]{T_2}$$

Dựa vào v_t để chọn vật liệu vành răng bánh vít.

2. Xác định ứng suất cho phép: $[\sigma_H]$ và $[\sigma_F]$

a) Xác định ứng suất cho phép $[\sigma_H] = [\sigma_{H2}]$ (tùy thuộc vào vật liệu vành răng bánh vít mà $[\sigma_{H2}]$ xác định khác nhau).

b) Xác định ứng suất uốn cho phép.

3. Tính thiết kế

– Chọn sơ bộ: $K_H = 1,1 \dots 1,4$

– Chọn $z_1 = 1 \dots 4$ và tính $z_2 = uz_1$ cần thỏa mãn: $(z_{2\min} = 28 < z_2 < z_{2\max})$

– Chọn sơ bộ $q = (0,22 \dots 0,3)z_2$ và chọn q theo dãy tiêu chuẩn (tham khảo bảng 6.9). Sơ bộ có thể chọn q theo các giá trị dãy sau đây: 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25,...

– Xác định a_w theo (6.8) và chọn a_w theo dãy tiêu chuẩn hay làm tròn.

4. Xác định m và x_2

– Tính $m = 2 \cdot a_w / (q + z_2)$ và chọn m theo dãy tiêu chuẩn (dãy 1). Cũng có thể chọn m theo d_1 như sau: $m > 0,1d_1$.

– Xác định hệ số dịch chỉnh $x_2 = a_w / m - 0,5(q + z_2)$ Nên: $-0,7 < x_2 < 0,7$

Ghi chú: Giá trị môđun m của truyền động trục vít ngoài việc chọn theo dãy tiêu chuẩn cần phải lưu ý thêm là ứng với mỗi trị số của m sẽ có một số trị số tương ứng của q . Có thể tham khảo bảng 6.9 sau đây khi chọn giá trị của m , q và số mối ren z_1 (trích dẫn từ DIN3976).

Bảng 6.9. Giá trị tiêu chuẩn của đường kính dao phay vít

Môđun m (mm)	Đường kính trục vít d_1 (mm)		z_1	q	Môđun m(mm)	Đường kính trục vít d_1 (mm)		z_1	q
	Dây 1	Dây 2				Dây 1	Dây 2		
3,15	53	—	1	16,825					
	—	26,5	2	8,413					
	33,5	—	2	10,635					
4	—	31,5	1	7,875	10	—	75	1	7,50
	40	—	1	10,00		95	—	1	9,50
	—	50	1	12,50		—	118	1	11,80
	67	—	1	16,75		170	—	1	17,00
	—	31,5	2	7,875		—	75	2	7,50
	40	—	2	10,00		95	—	2	9,50
	—	50	2	12,50		—	118	2	11,80
	—	31,5	4	7,875		—	75	4	7,50
	40	—	4	10,00		95	—	4	9,50
	—	50	4	12,50		—	118	4	11,80
	40	—	6	10,00		95	—	6	9,50
5	—	40	1	8,00	12,5	—	90	1	7,20
	50	—	1	10,00		112	—	1	8,96
	—	63	1	12,60		—	140	1	11,20
	85	—	1	17		212	—	1	16,96
	—	40	2	8,00		—	90	2	7,20
	50	—	2	10,00		112	—	2	8,96
	—	63	2	12,60		—	140	2	11,20
	—	40	4	8,00		—	90	4	7,20
	50	—	4	10,00		112	—	4	8,96
	—	63	4	12,60		—	140	4	11,20
	50	—	6	10,00					
6,3	—	50	1	7,937	16	—	112	1	7,00
	63	—	1	10,00		140	—	1	8,75
	—	80	1	12,698		—	180	1	11,25
	112	—	1	17,778		280	—	1	17,50
	—	50	2	7,937		—	112	2	7,00
	63	—	2	10,00		140	—	2	8,75
	—	80	2	12,698		—	180	2	11,25
	—	50	4	7,937		—	112	4	7,00
	63	—	4	10,00		140	—	4	8,75
	—	80	4	12,698		—	180	4	11,25
	63	—	6	10,00					

Môđun m (mm)	Đường kính trục vit d_1 (mm)		z_1	q	Môđun m(mm)	Đường kính trục vit d_1 (mm)		z_1	q
	Dây 1	Dây 2				Dây 1	Dây 2		
8	—	63	1	7,875	20	—	132	1	6,60
	80	—	1	10,00		170	—	1	8,50
	—	100	1	12,50		—	212	1	10,60
	140	—	1	17,50		340	—	1	17,00
	—	63	2	7,875		—	132	2	6,60
	80	—	2	10,00		170	—	2	8,50
	—	100	2	12,50		—	212	2	10,60
	—	63	4	7,875		—	132	4	6,60
	80	—	4	10,00		170	—	4	8,50
	—	100	4	12,50		—	212	4	10,60
	80	—	6	10,00					

5. Tính kiểm nghiệm

– Tính chính xác: tính v_t và kiểm tra xem vật liệu vành răng chọn có phù hợp không.

– Tính chính xác hiệu suất truyền động và tính $T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta$.

– Kiểm nghiệm răng theo độ bền tiếp xúc và độ bền uốn.

6. Xác định các kích thước bộ truyền

Ghi chú: Các kích thước bộ truyền cần được lập thành bảng (xem thí dụ dưới đây).

7. Xác định lực ăn khớp.

6.5. ƯU NHƯỢC ĐIỂM VÀ PHẠM VI ỨNG DỤNG

Ưu điểm:

- Tỷ số truyền động lớn ($u = 10 \dots 80$)
- Có khả năng tải cao đặc biệt khi sử dụng truyền động trục vít lõm cho nên kích thước nhỏ gọn.
- Làm việc êm, không ồn.
- Có khả năng tự hãm (chỉ nên sử dụng ưu điểm này khi có chuyển động đổi chiều nhưng yêu cầu tính tự hãm như trong cơ cấu nâng của máy nâng chuyển).

Nhược điểm:

- Hiệu suất truyền động thấp ($\eta = 0,75 \dots 0,85$), đặc biệt khi bánh vít dẫn thì hiệu suất rất thấp ($\eta = 0,4 \dots 0,5$).

- Phải sử dụng vật liệu kim loại màu để chế tạo vành răng bánh vít.
- Sinh nhiệt nhiều đặc biệt với truyền động bôi trơn kém và đóng mở thường xuyên.

- Chế tạo các chi tiết trong truyền động trục vít cũng yêu cầu cao hơn về độ bóng và độ chính xác.

Phạm vi sử dụng:

Chỉ nên sử dụng trong truyền động công suất với công suất nhỏ và trung bình. Thường dùng nhiều nhất trong cơ cấu khí yêu cầu tỷ số truyền lớn nhưng kích thước phải nhỏ như dẫn động của cơ cấu nâng trong máy trục.

6.6. CÁC VÍ DỤ

Ví dụ 1: Thiết kế bộ truyền trục vít trong HGT trục vít bánh răng với các số liệu sau: Công suất truyền $P_1 = 7,5\text{kW}$, tốc độ quay trục vít $n_1 = 2900\text{v/ph}$; tỷ số truyền $u = 18,5$. Bộ truyền quay 1 chiều với chế độ tải trọng thay đổi ($t_1 = 0,5t_{ck}$; $T_2 = 0,8T_1$, $t_2 = 0,3t_{ck}$ và $T_3 = 0,6T_1$, $t_3 = 0,2t_{ck}$) và thời hạn sử dụng $t_Z = 12000\text{h}$; CĐLV: va đập nhẹ nên $K_d = 1,25$.

Bài giải:

1. Chọn vật liệu

a) Vật liệu trục vít: Trục vít chế tạo từ thép 45 tôi bề mặt đạt độ rắn 50...55HRC và mài bề mặt ren đạt $R_z = 6,3\mu\text{m}$.

b) Vật liệu vành răng bánh vít

Xem và lấy kết quả ở ví dụ 2

(T_2 : mômen xoắn trên trục bánh vít; $T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta$
 $= (24698) \cdot (18,5) \cdot (0,82) = 374667\text{Nmm}$).

2. Xác định ứng suất cho phép

a) Xác định ứng suất tiếp xúc cho phép: $[\sigma_H] = [\sigma_{H2}]$.

Xem và lấy kết quả ở ví dụ 2b: $[\sigma_H] = 134\text{MPa}$

b) Xác định ứng suất uốn cho phép

Xem và lấy kết quả ở ví dụ 2c: $[\sigma_F] = 50\text{MPa}$

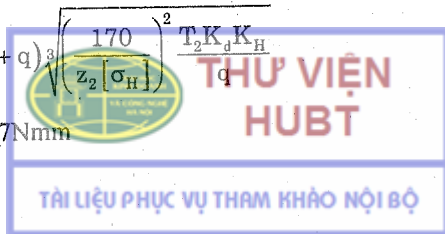
3. Tính thiết kế

a) Xác định sơ bộ khoảng cách trục a_w

– Khoảng cách trục a tính theo công thức sau:

$$a_w \geq (z_2 + q) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{z_2 [\sigma_H]}\right)^2 \frac{T_2 K_d K_H}{q}}$$

Trong đó: $T_2 = 374667\text{Nmm}$



Sơ bộ chọn: $K_H = 1,2$.

Chọn sơ bộ: $q = (0,22 \dots 0,28)z_2 = (0,22 \dots 0,3).(2).(18,5) = 8,14 \dots 11,1$

Sơ bộ chọn: $q = 10$

Vậy:

$$a_w \geq (37 + 10)^3 \sqrt[3]{\left(\frac{170}{(37).(134)}\right)^2 \cdot \frac{(1,2).(1,25).(374667)}{10}} = 189,97 \text{ mm}$$

Chọn $a_w = 200 \text{ mm}$ theo dãy tiêu chuẩn.

b) Xác định m và x_2 :

Xác định sơ bộ môđun m theo công thức sau:

$$m = 2.a_w / (q + z_2) = (2).(200) / (10 + 37) = 8,51 \text{ mm}.$$

Dựa vào bảng 6.9, ứng với $z_1 = 2$, $m = 8$ và ứng với $d_1 = 80 \text{ mm}$ ta có $q = 10$

$$\text{Vậy } a = 0,5.m(q + z_2) = (0,5).(8).(10 + 37) = 188 \text{ mm}.$$

Do $a_w = 188 \text{ mm}$ chênh lệch nhiều so với khoảng cách $a = 200 \text{ mm}$ nên ta chọn lại $a_w = 190 \text{ mm}$ (không lấy theo giá trị tiêu chuẩn mà làm tròn).

c) Xác định hệ số dịch chỉnh x_2 :

$$x_2 = a_w/m - 0,5(q + z_2) = 190/8 - 0,5(10 + 37) = 0,25$$

Do $x_2 = 0,25$ nằm trong khoảng: $-0,7 < x_2 < 0,7$ nên $a_w = 190 \text{ mm}$ là phù hợp.

Ghi chú: Sau khi xác định được a và chọn a_w . Để xác định được môđun, hệ số đường kính q và hệ số dịch chỉnh, bạn có thể làm theo trình tự sau:

– Chọn $d_1 = (0,2 \dots 0,6)a_w = 40 \dots 120$ và theo bảng 6.9 có thể chọn $d_1 = 80 \text{ mm}$.

– Chọn $m \geq 0,1d_1 = 0,1.80 = 8$ và theo bảng 6.9 chọn $m = 8$

– Xác định hệ số dịch chỉnh x_2 .

4. Tính kiểm nghiệm:

a) Kiểm nghiệm vật liệu đã chọn

Vận tốc trượt xác định theo:

$$v_t = \frac{mn_1}{19100} \sqrt{z_1^2 + q^2} = \frac{(8).(2900)}{19100} \cdot \sqrt{2^2 + 10^2} = 9,75 \text{ m/s}$$

Vật liệu vành răng chọn phù hợp và với $v_t = 9,75 \text{ m/s}$ chọn cấp chính xác chế tạo 7.

b) Tính chính xác T_2

Hiệu suất truyền động trục vít xác định theo:

$$\eta = 0,95 \frac{\tan \gamma_w}{\tan(\gamma_w + \varphi')} = 0,95 \frac{0,19}{0,21} = 0,85 \text{ nằm trong khoảng dự đoán}$$

Trong đó: $\gamma_w = \arctan[z_1/(q + 2.x)] = \arctan[2/(10 + (2).(0,25))] = 10,78^\circ$

$$\varphi' = \arctan(0,023) = 1,31^\circ = 1,31^\circ$$

Với $f = 0,023$.

Vậy mômen trên trục bánh vít được xác định như sau: $T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta = 388376 \text{ Nmm}$

c) Kiểm nghiệm độ bền răng bánh vít

– Kiểm nghiệm răng bánh vít theo độ bền tiếp xúc

Ứng suất tiếp xúc của răng bánh vít cần thỏa mãn điều kiện sau:

$$\sigma_H = \frac{480}{d_{w2}} \sqrt{\frac{T_2 K_d K_H}{d_1}} \leq [\sigma_H]$$

Trong đó:

$$T_2 = 388376 \text{ Nmm}; d_{w2} = m(z_2 + 2 \cdot x_2) = (8) \cdot (37 + 2 \cdot 0,25) = 300 \text{ mm};$$

$$d_1 = m \cdot q = (8) \cdot (10) = 80 \text{ mm}.$$

K_H – hệ số tải trọng khi tính về độ bền tiếp xúc xác định như sau: $K_H = K_{H\beta} K_{Hv}$

Với $K_{H\beta}$ – hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng, phụ thuộc vào chế độ tải trọng. Do bộ truyền chịu tải trọng thay đổi, nên hệ số $K_{H\beta}$ xác định theo công thức:

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 \left(1 - \frac{T_{2m}}{T_{2\max}} \right) = 1 + \left(\frac{37}{86} \right)^3 \cdot (1 - 0,86) = 1,02$$

Với:
$$\frac{T_{2m}}{T_{2\max}} = \sum \frac{T_{2i}}{T_{2\max}} \cdot \frac{t_i}{\sum t_i} = (1) \cdot (0,5) + (0,8) \cdot (0,3) + (0,6) \cdot (0,2) = 0,86$$

Tra bảng ứng với cấp chính xác 7 và $v_1 = 9,75 \text{ m/s}$ được $K_{Hv} = K_{Fv} = 1,2$

Tra bảng theo: $z_1 = 2$ và $q = 10$ được $\theta = 86$.

Vậy: $K_H = K_{H\beta} K_{Hv} = (1,02) \cdot (1,2) = 1,224$

$$\sigma_H = \frac{480}{300} \sqrt{\frac{(1,224) \cdot (1,25) (388376)}{80}} = 135,4 \text{ MPa}$$

Như vậy: $\sigma_H = 135,4 > [\sigma_H] = 134$ với $\Delta\sigma_H = 1\%$ cho phép.

b) Kiểm nghiệm răng bánh vít theo độ bền uốn

Ứng suất môi uốn của răng bánh vít cần thỏa mãn điều kiện bền sau:

$$\sigma_F = \frac{1,4 T_2 K_d K_F Y_F}{b_2 d_2 m_n} \leq [\sigma_F]$$

Trong đó:

$$T_2 = 388376 \text{ Nmm}; d_2 = 298 \text{ mm};$$

Do $z_1 = 2$ nên $b_2 \leq 0,67 d_{a1} = 0,67 \cdot 80 = 53,6$ lấy $b_2 = 50 \text{ mm}$.

$$m_n = m \cos \gamma_w = (8) \cdot (\cos 10,78^\circ) = (8) \cdot (0,982) = 7,85$$

K_F – hệ số tải trọng khi tính về độ bền uốn, tính theo công thức sau:

Vì $K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,02$ và $K_{Fv} = K_{Hv} = 1,2$ nên $K_F = 1,224$

Với $z_d = z_2 / \cos^3 \gamma = 37 / \cos^3 10,78^\circ = 37,6$, tra bảng 5.10 được $Y_F = 1,58$

Thay vào ta có:

$$\sigma_F = \frac{(1,4) \cdot (388376) \cdot (1,25)(1,224) \cdot (1,58)}{(70) \cdot (300) \cdot (7,85)} = 8,15 < [\sigma_F]$$

Điều kiện bền uốn thỏa mãn.

5. Xác định các thông số bộ truyền và tính kiểm nghiệm về nhiệt

a) Xác định các kích thước hình học của bộ truyền

b) Tính truyền động trực vít về nhiệt. Nhiệt độ làm việc của dầu bôi trơn xác định theo:

$$t^0 = t_d = \frac{1000P_1(1-\eta)}{K_t A \beta} + t_0 \leq [t_d]$$

Chọn t_0 là nhiệt độ môi trường xung quanh, $t_0 = 25^\circ$

$\eta = 0,85$ là hiệu suất truyền động

P_1 là công suất trên trục vít, $P_1 = 7,5(KW)$.

$K_t = 15W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; $\psi \approx 0,025$;

Chọn $A \approx 20a_w^2 = (20) \cdot (0,190^2) = 0,72m^2$ (đơn vị của a_w , m).

β là hệ số kể đến sự giảm nhiệt sinh ra do làm việc ngắt quãng hay do tải trọng làm việc giảm so với tải trọng danh nghĩa P_1 .

$$\beta = t_{ck} / (\sum P_i t_i / t_{ck}) = 1 / [(1) \cdot (0,5) + (0,8) \cdot (0,3) + (0,6) \cdot (0,2)] = 1,16$$

Vậy:

$$t^0 = t_d = \frac{1000P_1(1-\eta)}{K_t A \beta} + t_0 = 25^\circ + \frac{(1000) \cdot (7,5)(1-0,85)}{(15) \cdot (0,72) \cdot (1,16)} = 114^\circ > [t_d] = 90^\circ C$$

Do nhiệt độ dầu lớn hơn nhiệt độ dầu cho phép nên cần làm thêm gân tỏa nhiệt ở phần thân hộp (xác định diện tích gân tỏa nhiệt), đồng thời sử dụng quạt gió lắp đầu trục vít để làm mát.

6. Xác định lực ăn khớp

a) Xác định phương chiều của các lực ăn khớp (xem ví dụ 1)

b) Tính giá trị các lực

$$F_{t1} = 2T_1 / d_1 = (2) \cdot (24698) / 80 = 618N = F_{a2}$$

$$F_{t2} = 2T_2 / d_{w2} = (2) \cdot (388376) / 298 = 26022N = F_{a1}$$

$$F_{r1} = F_{t2} \cdot \tan \alpha / \cos \gamma = 964N = F_{r2}$$



THƯ VIỆN
HUBT

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Các thông số và kích thước cơ bản bộ truyền

Tên gọi	Ký hiệu	Công thức tính	
		Trục vít	Bánh vít
Bước dọc, ngang		Bước dọc $p = \pi \cdot m = 25,12\text{mm}$	Bước ngang $p = \pi \cdot m = 25,12\text{mm}$
Góc nâng ren vít	γ	$\tan \gamma = Z_1/q = 0,2$ $\gamma = 11,31^\circ$	—
Môđun pháp	m	$m_n = m \cdot \cos \gamma = 7,845$	Môđun ngang $m = 8$
Hệ số đường kính	q	10	—
Số mối ren; số răng		$z_1 = 2$	$z_2 = 37$
Hệ số dịch chỉnh bánh vít	x_1	$x_1 = 0$	0,25
Đường kính vòng chia	d_i	$d_1 = 80\text{mm}$	$d_2 = 296\text{mm}$
Đường kính vòng lăn	d_w	$d_{w1} = d_1$	$d_{w2} = m(z_2 + 2x_2) = 300$
Đường kính vòng đỉnh	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2m = 96$	$d_{a2} = m(z_2 + 2 + 2x_2) = 316$
Đường kính vòng đáy răng	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 64$	$d_{f2} = m(z_2 - 2,4 + 2 \cdot x_2) = 282,4$
Bước dọc, bước ngang	p_x	$p = p \cdot m = 25,12\text{mm}$	$p = p \cdot m = 25,12\text{mm}$
Chiều dài cắt ren của trục vít	b_1	$b_1 \geq (C_1 + C_2 \cdot z_2) \cdot m$ lấy $C_1 = 11$ và $C_2 = 0,1$ $b_1 \geq (11 + 0,1 \cdot z_2) \cdot 8 = 120$	—
Đường kính vòng ngoài bánh vít	d_{n2}	—	$d_{n2} = d_{a2} + C_m = 328$ lấy $C = 1,5$ khi $z_1 = 2$
Chiều rộng bánh vít	b_2	—	$b_2 \leq 0,67d_1 = 50$
Góc ôm răng bánh vít đối với trục vít	δ	—	$\delta = \arcsin[223 / (96 - 0,5m)]$ $2\delta \approx 100^\circ$
Khoảng cách trục	a_w	$a_w = 0,5m(q + z_2 + 2 \cdot x_2) = 190$	



**THƯ VIỆN
HUBT**

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

CÂU HỎI ÔN TẬP

Câu 1.

Vì sao trong truyền động trục vít phải tiêu chuẩn cả m và q ? Nêu ý nghĩa và cách chọn m và q khi thiết kế.

Câu 2.

a) Chứng minh rằng trong truyền động trục vít, ngoài trượt biên dạng còn có hiện tượng trượt dọc ren với v_t rất lớn. Ý nghĩa của việc xác định v_t khi thiết kế truyền động trục vít – bánh vít.

b) Nêu ảnh hưởng của hiện tượng trượt dọc ren đến khả năng làm việc của truyền động trục vít và các giải pháp khắc phục khi thiết kế.

Câu 3.

Vì sao trong thực tế ít khi sử dụng bánh vít dẫn. Trong trường hợp nào người ta sử dụng bánh vít dẫn? Nêu lý do vì sao?

Câu 4.

Các dạng hỏng trong truyền động trục vít. Vì sao lại tính truyền động trục vít theo độ bền tiếp xúc và chỉ tính với bánh vít mà không tính cho trục vít.

Câu 5.

Vì sao phải tính truyền động trục vít về nhiệt? Nêu hướng giải quyết khi $t^0 > [t^0]$.

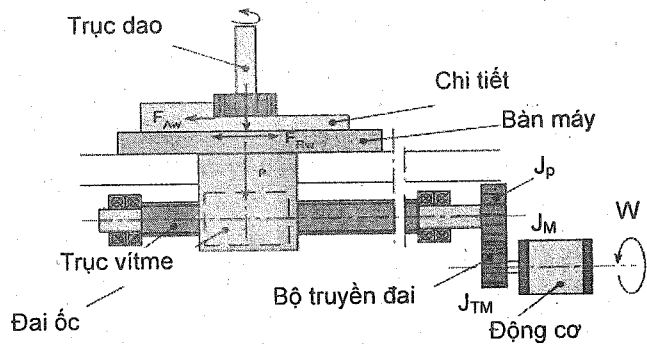
Chương 7

TRUYỀN VÍT ĐAI ỐC

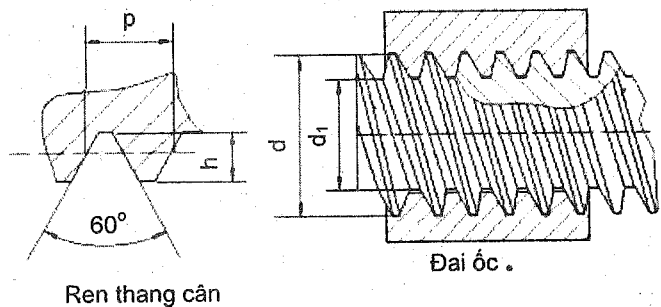
7.1. KHÁI NIỆM CHUNG

7.1.1. Công dụng và phân loại

Trên hình 7.1 là cơ cấu chấp hành của máy phay đứng, ở đó trục dao chuyển động quay tròn, bàn máy mang chi tiết gia công chuyển động tịnh tiến. Chuyển động của bàn máy được thực hiện nhờ cơ cấu truyền động vít đai ốc, trong đó vít chuyển động quay và đai ốc chuyển động tịnh tiến mang bàn máy chuyển động theo. Trong thực tế, ngoài việc biến đổi chuyển động quay sang chuyển động tịnh tiến, thì truyền động vít đai ốc còn thực hiện các chức năng khác như tạo lực lớn hoặc thực hiện các dịch chuyển chậm và chính xác.



Hình 7.1. Cơ cấu truyền động vít đai ốc



Hình 7.2a. Truyền động vít me ma sát trượt



THƯ VIỆN
HUBT

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Hiện tại ta thường gặp hai loại truyền động vít đai ốc sau:

- Truyền động vít đai ốc thường (ma sát là ma sát trượt, hình 7.2a).
- Truyền động vít đai ốc bi (ma sát lăn, hình 7.2b).

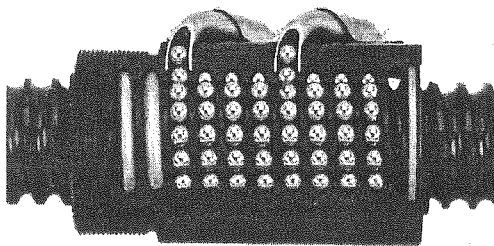
Tùy thuộc yêu cầu của cơ cấu chấp hành mà có thể phối hợp chuyển động giữa trục vít me và của đai ốc như sau:

– Trục vít me quay còn đai ốc tịnh tiến: cơ cấu chạy dao trong máy cắt gọt kim loại.

– Trục vít me quay và tịnh tiến còn đai ốc đứng yên: kích vít, vít điều chỉnh khe hở,...

– Trục vít me tịnh tiến còn đai ốc quay: Trong một số cơ cấu như cơ cấu căng đai hoặc xích bằng vít căng, dụng cụ đo lường như Panme,...

– Trục vít me đứng yên còn đai ốc quay và tịnh tiến: rất ít gặp trong thực tế.



Hình 7.2b. Bộ truyền động vítme bi

7.1.2. Các loại tiết diện ren và thông số cơ bản của truyền động vít đai ốc ma sát trượt

Tùy thuộc vào yêu cầu sử dụng mà có thể chọn một trong các loại tiết diện ren sau đây:

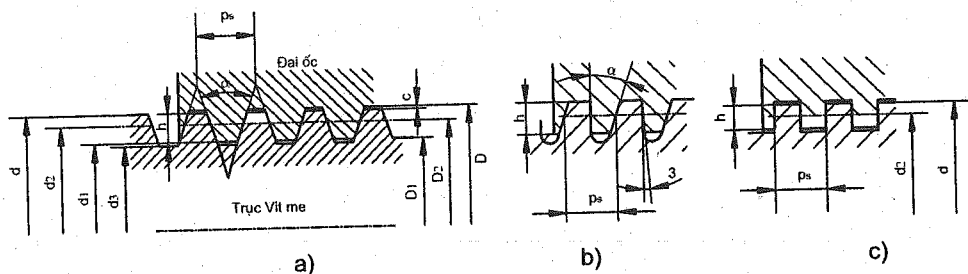
– Tiết diện hình thang đối xứng (hình 7.3a) hoặc không đối xứng (hình 7.3b). Loại ren đối xứng được dùng khi cần đổi chiều quay.

– Tiết diện hình chữ nhật (hình 7.3c).

Cả hai loại tiết diện thang và chữ nhật được sử dụng trong các cơ cấu truyền lực, vì trong trường hợp này hiệu suất truyền động cao. Riêng loại tiết diện chữ nhật có nhược điểm là không khử được khe hở khi bề mặt làm việc bị mài mòn. Với tiết diện hình thang, muốn khử khe hở khi mòn cần làm đai ốc hai nửa.

– Tiết diện hình tam giác. Loại này được sử dụng trong trường hợp cần dịch chuyển chính xác, nhưng hiệu suất truyền động lại rất nhỏ.





Hình 7.3. Tiết diện ren trong vítme ma sát trượt

Các kích thước cơ bản của trục vít me và đai ốc, bao gồm:

- d : đường kính ngoài của trục vít me được tiêu chuẩn hóa
- p : bước ren
- Góc tiết diện ren α . Với ren thang thường sử dụng $\alpha = 30^\circ$, còn ren tam giác thì $\alpha = 60^\circ$ và ren chữ nhật thì $\alpha = 0^\circ$.
- Góc nâng ren vít γ , xác định như sau:

$$\tan \gamma = p_z / \pi d_2$$

với $p_z = z.p_s$ và z là số môi ren được chọn tùy thuộc vào yêu cầu sử dụng. Thường với ren truyền động nên chọn $z > 1$, nhưng khi yêu cầu tính tự hãm cao thì chọn $z = 1$.

Các kích thước khác như đường kính trung bình d_2 , đường kính chân $d_1, \dots$ được tra theo tiêu chuẩn trong các sổ tay thiết kế cơ khí.

7.2. CƠ SỞ TÍNH TOÁN TRUYỀN ĐỘNG VÍT ME

7.2.1. Lực tác dụng

a) Trong trường hợp trục vít me quay còn đai ốc tịnh tiến: tác dụng lên trục vít me một mômen T (hoặc lực vòng F_t) thì trên đai ốc nhận được lực dọc trục tương ứng F_a . Quan hệ giữa chúng có thể xác định theo biểu thức (7.1a) sau đây:

$$T = F_a \frac{d_2}{2} \tan(\gamma + \rho'); \quad F_t = F_a \tan(\gamma + \rho') \quad (7.1a)$$

b) Trường hợp ngược lại, nếu trục vít me chuyển động tịnh tiến còn đai ốc quay thì ta có quan hệ giữa F_a và T xác định theo (7.1b):

$$F_a = \frac{2T}{d_2 \tan(\gamma - \rho)} \quad (7.1b)$$

Trong đó: góc ma sát tương đương: $\rho' = \arctan(f')$

$$\text{Với } f' = \frac{f}{\cos \alpha}$$

7.2.2. Hiệu suất truyền động

Khi trục vít me quay còn đai ốc chuyển động tịnh tiến:

$$\eta = k \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \rho)} \quad (7.2a)$$

Khi trục vít me tịnh tiến còn đai ốc chuyển động quay:

$$\eta = k \frac{\tan(\gamma - \rho)}{\tan \gamma} \quad (7.2b)$$

Với $k = 0,8 \dots 0,95$ phụ thuộc vào bôi trơn bề mặt ren, độ chính xác chế tạo và ρ' là góc ma sát tương đương xác định theo hệ số ma sát tương đương. Bảng 7.1 cho biết hệ số ma sát và góc ma sát của một số vật liệu.

Bảng 7.1. Hệ số ma sát và góc ma sát tương đương

Vật liệu		Hệ số ma sát f	Góc ma sát tương đương ρ'
Trục vít me	Đai ốc		
Thép	Đồng thau LaZn23Al6FeMn2	0,1	$5,71^\circ$
Thép	Đồng thanh BrAl9Fe3	0,12	$6,84^\circ$
Thép	Gang chống mòn	0,13	$7,40^\circ$

Với $\gamma = 5^\circ \dots 10^\circ$ và $\rho' = 5^\circ$ thì $\eta = 0,40 \dots 0,70$. Như vậy trong truyền động vít me ma sát trượt thì hiệu suất thấp đặc biệt trong trường hợp khi cần biến chuyển động tịnh tiến thành chuyển động quay. Vì vậy nếu sử dụng loại này cần có các giải pháp để tăng hiệu suất, giảm ma sát và mài mòn cho bề mặt tiếp xúc của ren. Có thể thực hiện bằng các giải pháp sau đây:

– Giảm góc ma sát ρ bằng cách giảm f: dùng đai ốc bằng đồng (ví dụ đồng thau), bôi trơn tốt.



– Sử dụng ren chữ nhật hay ren thang nhiều đầu mỗi hay ren bước lớn (chú ý rằng khi $\gamma > 20^\circ$ thì chế tạo khó, lợi thế về lực và tỷ số truyền lại giảm, vì vậy chỉ nên dùng $\gamma < 10^\circ$).

– Dùng truyền động vít – đai ốc bi. Do ma sát lăn nên hiệu suất lớn và ổn định) thường trong giới hạn $\eta = 0,90 \dots 0,97$.

7.2.3. Vận tốc và tỷ số truyền quy ước

Gọi v là vận tốc tịnh tiến của đầu vít và n là vận tốc quay của đai ốc tương ứng thì ta có mối quan hệ sau đây:

$$v = \frac{n \cdot z \cdot p}{60 \cdot 1000} \text{ (m/s)}$$

S_v là khoảng dịch chuyển của vô lăng khi quay được 1 vòng và S_d là khoảng dịch chuyển của đầu vít tương ứng thì có thể định nghĩa tỷ số truyền quy ước u trong truyền động vít đai ốc như sau:

$$u = \frac{S_v}{S_d} = \frac{\pi d_v}{z \cdot p} \quad (7.3)$$

Trong đó: d_v là đường kính vô lăng; z là số đầu mỗi và p là bước vít.

Ví dụ 1:

a) Xác định lực dọc trục F_a tác dụng trên đai ốc trong truyền động vít me, biết mômen T tác dụng trên trục vít me $T = 290000 \text{ Nmm}$; đai ốc bằng đồng có $f = 0,1$; đường kính trục vít me $d_2 = 46 \text{ mm}$; ren 1 đầu mỗi với $p = 8 \text{ mm}$.

b) Xác định tốc độ quay của trục vít me, biết vận tốc di chuyển của đai ốc $v = 0,015 \text{ m/s}$. Các thông số khác lấy ở ví dụ a.

Bài giải:

a) Lực dọc trục tác dụng trên đai ốc xác định theo công thức sau:

$$F_a = 2T / d_2 \cdot \tan(\gamma + \rho')$$

Với $f = 0,1$, ren hình thang có góc tiết diện $\alpha = 30^\circ$ nên $f' = f / \cos(\alpha/2) = 0,104$.

Vậy $\rho' = \arctan(f') = \arctan(0,104) = 5,91^\circ$.

Góc nâng của ren vít γ : $\tan \gamma = p_s / \pi d_2$, suy ra $\gamma = \arctan(p_s / \pi d_2) = 3,17^\circ$

$$\tan(\gamma + \rho') = \tan(3,17^\circ + 5,91^\circ) = 0,159$$

Thay vào trên $F_a = (2) \cdot (290000) / (46) \cdot (0,159) = 79299 \text{ N}$.

b) Tốc độ quay của trục vít me $n \text{ (vòng/ph)}$ xác định như sau:

$$n = 6 \cdot 10^5 \cdot v / z \cdot p = (6 \cdot 10^5) \cdot (0,015) / (8) = 112,5 \text{ vòng/ph.}$$

7.2.4. Dạng hỏng, chỉ tiêu tính toán và vật liệu (vít me ma sát trượt)

a) Dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

Dạng hỏng chủ yếu trong truyền động vít me ma sát trượt là mòn bề mặt ren trục vít và đai ốc, trong đó mòn bề mặt ren đai ốc là chủ yếu. Ngoài ra với trục vít me dài thì có thể mất ổn định do bị uốn dọc hoặc khi làm việc do truyền lực lớn (mômen xoắn T và lực dọc F_a), bộ truyền có thể bị gãy hỏng. Để tránh các dạng hỏng trên, thường tiến hành tính truyền động vít đai ốc ma sát trượt theo độ bền mòn, độ bền và độ ổn định về uốn dọc.

b) Vật liệu chế tạo

– Với đai ốc: Đai ốc chủ yếu được làm bằng kim loại màu, hợp kim kim loại màu,... (đồng thau $\text{LaZn23Al6FeMn2}, \dots$; đồng thanh $\text{BrAl9Fe3}, \dots$; hoặc gang chống mài mòn).

– Trục vít me: Trục vít me được làm bằng thép ít cacbon: (thép C45, C50 hoặc A45, A50), sau đó thường hoá hay tôi cải thiện; hoặc cũng có thể bằng thép hợp kim 60Mn, 40Cr,... tôi thể tích hay tôi bề mặt; thép 38Cr2MoAl, 40CrV,... thấm nito). Ren trục vít me cần được gia công chính xác và mài nhẵn để giảm ma sát và mài mòn.

7.3. TÍNH TOÁN TRUYỀN ĐỘNG VÍT ME MA SÁT TRƯỢT

7.3.1. Tính toán về độ bền mòn

Để giảm mòn cho bề mặt tiếp xúc, ngoài việc bôi trơn tốt thì cách tốt nhất là hạn chế áp suất trên bề mặt tiếp xúc. Vì vậy điều kiện bền mòn có dạng sau:

$$p_0 < [p_0] \quad (a)$$

Trong đó:

– $[p_0]$ là áp suất cho phép phụ thuộc cặp vật liệu vít và đai ốc, bảng 7.2.

Bảng 7.2. Áp suất cho phép của 1 số vật liệu

Vật liệu trục vít me/vật liệu đai ốc	$[p_0]$, MPa
Thép tôi / Đồng thanh	12...13
Thép không tôi / Đồng thanh	8...10
Thép tôi / Gang chống mòn	7...9
Thép không tôi / Gang chống mòn	6...7

p_0 là áp suất trung bình trên bề mặt làm việc của ren được xác định như sau:

$$p_0 = \frac{K_d F_a}{\pi d_2 \cdot h \cdot x} \quad (*)$$

h là chiều cao làm việc của biên dạng ren: $h = \psi_h \cdot p$ (**)

K_d là hệ số tải trọng động, bảng 3.4.

Với ψ_h là hệ số chiều cao làm việc của ren, phụ thuộc vào tiết diện của ren, có thể chọn như sau: với ren hình thang: $\psi_h = 0,5$; ren răng cưa $\psi_h = 0,75$. Nếu đặt $x = H/p$ là số vòng ren làm việc của đai ốc và thay (*) và (**) vào (a) ta được:

$$p_0 = \frac{K_d F_a}{\pi d_2 \psi_h H} \leq [p_0] \quad (7.4)$$

Đặt $\psi_H = H/d_2$ là hệ số chiều cao đai ốc, thường $\psi_H = 1,2 \dots 2,5$ đối với đai ốc nguyên và $\psi_H = 2,5 \dots 3,5$ đối với đai ốc ghép. Từ (7.4), suy ra:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{K_d F_a}{\pi \psi_H \psi_h [p_0]}} \quad (7.5)$$

(7.5) là công thức xác định đường kính d_2 trục vít me theo điều kiện bền mòn. Sau khi tính được d_2 theo (7.5) cần chọn d_2 theo giá trị tiêu chuẩn.

Ví dụ 2: Dựa vào số liệu cho trong ví dụ 1, hãy xác định đường kính trục vít me và kích thước đai ốc, chế độ làm việc êm:

Đường kính trục vít me xác định theo công thức: $d_2 \geq \sqrt{\frac{K_d F_a}{\pi \psi_H \psi_h [p_0]}}$

Với đai ốc nguyên nên chọn $\psi_H = 1,8$.

Ren thang nên chọn $\psi_h = 0,5$.

Đai ốc bằng đồng thanh có thể lấy $[p_0] = 13 \text{ MPa}$.

Chế độ làm việc êm nên $K_d = 1$.

Vậy: $d_2 \geq \sqrt{\frac{K_d F_a}{\pi \psi_H \psi_h [p_0]}} = \sqrt{\frac{(1) \cdot (79299)}{(3,14) \cdot (1,8) \cdot (0,5) \cdot (13)}} = 46,45 \text{ mm}$

Theo tiêu chuẩn chọn trục vít me có kích thước như sau:

$d = 50 \text{ mm}$; $d_2 = 46 \text{ mm}$; $d_1 = 42 \text{ mm}$, $p_s = 8$ và ren hình thang 1 đầu mỗi.

Kích thước đai ốc:

Chiều cao đai ốc $H = \psi_H \cdot d_2 = (1,8) \cdot (46) = 82,8$, chọn $H = 85 \text{ mm}$

Số vòng ren trong đai ốc $x = H/p = 85/8 = 10,6$ vòng.

7.3.2. Tính toán kiểm nghiệm về độ bền và độ ổn định

7.3.2.1. Tính toán kiểm nghiệm độ bền

Khi vít chịu tải lớn, trục vít me có thể bị gãy hỏng, vì vậy cần tính toán kiểm nghiệm độ bền của trục vít me.

Do trục vít me chịu đồng thời cả lực dọc và mômen T nên điều kiện bền của trục vít me có dạng như sau :

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} < [\sigma] \quad (a)$$

Trong đó: σ do F_a gây ra và τ do T gây ra

$$\text{Suy ra: } \sigma_{td} = \sqrt{\left(\frac{4.K_d F_a}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{16.K_d T}{\pi d_1^3}\right)^2} \leq [\sigma] \quad (7.6)$$

7.3.2.2. Kiểm tra uốn dọc theo điều kiện ổn định

Với các trục vít me dài và chịu nén cần tiến hành kiểm nghiệm về uốn dọc nhằm đảm bảo điều kiện ổn định. Khi đó hệ số an toàn về ổn định được xác định theo công thức sau:

$$S_0 = \frac{F_{th}}{F_a} \geq [S_0] \quad (7.7)$$

S_0 – hệ số an toàn tính toán về ổn định.

$[S_0] = 2 \div 4$, hệ số an toàn ổn định cho phép.

F_{th} – tải trọng tới hạn (N), xác định phụ thuộc vào độ mềm của vít λ .

$$\text{Độ mềm của vít } \lambda: \lambda = \frac{\mu.l}{i}$$

μ là hệ số phụ thuộc phương pháp cố định các đầu trục vít me có thể tham khảo trên hình 7.4.

l là chiều dài tính toán của trục vít me (hình 7.4).

i là bán kính quán tính của tiết diện trục vít me.

$$i = \sqrt{\frac{J}{\pi d_1^2/4}}$$

J là mômen quán tính của tiết diện trục vít me.

$$J = \left(\frac{\pi d_1^4}{64}\right) \left[(0,4 \div 0,6) \frac{d_2}{d_1} \right] \text{ hoặc gần đúng } J = \left(\frac{\pi d_1^4}{64}\right)$$

d_2 là đường kính mặt trụ trung bình.

Tải trọng tới hạn F_{th} xác định tùy thuộc vào độ mềm của trục vít me:

– Khi $\lambda \geq 100$, theo công thức Euler có :

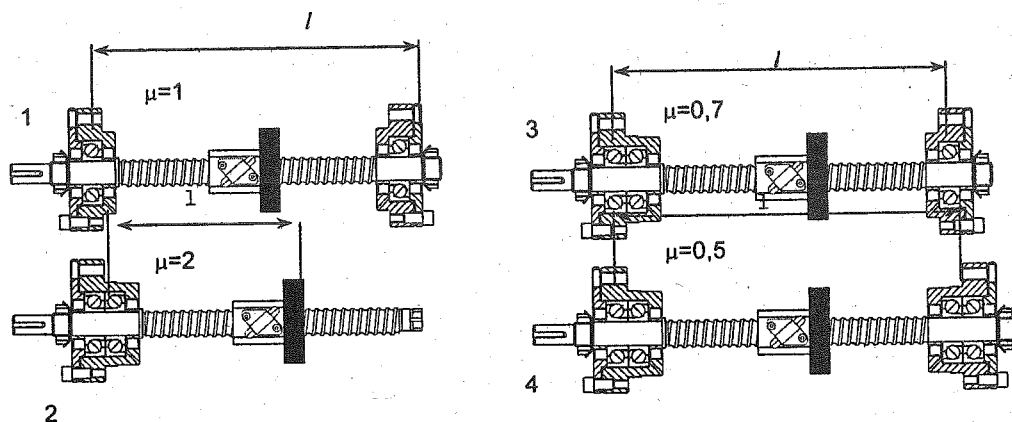
$$F_{th} = \frac{\pi^2 EJ}{(\mu l)^2} \quad (7.8a)$$

– Khi $60 < \lambda < 100$, theo công thức thực nghiệm có:

$$F_{th} = 0,25\pi d_1^2 (a - b\lambda) \quad (7.8b)$$

Trong đó: a, b là hệ số thực nghiệm phụ thuộc vào vật liệu trục vít me.

Với thép 45: $a = 450$; $b = 1,67$ và với thép 50: $a = 437$; $b = 1,87$



Hình 7.4. Sơ đồ xác định μ và l

Vi dụ 3. Kiểm nghiệm độ bền và độ ổn định của trục vít me khi chiều dài trục vít me $l = 500\text{mm}$ và trục được lắp theo sơ đồ 2 hình 7.4. Chế độ làm việc êm.

Bài giải:

a) Kiểm nghiệm độ bền trục vít me. Điều kiện bền trục vít me:

$$\sigma_{td} = \sqrt{\left(\frac{4.K_d F_a}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{16.K_d T}{\pi d_1^3}\right)^2} \leq [\sigma]$$

Trong đó: $\sigma = F_a/A$, với $A = \pi.d_1^2/4 = \pi.42^2/4 = 57,36\text{MPa}$

$\tau \approx T/0,2d_1^3 = 290000/(0,2).(42^3) = 19,57\text{MPa}$

CDLV êm nên $K_d = 1$.

Vậy:



**THƯ VIỆN
HUBT**

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

$$\sigma_{td} = \sqrt{\left(\frac{4.K_d.F_a}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{16.K_d.T}{\pi d_1^3}\right)^2} = \sqrt{(57,36)^2 + (3).(19,57)^2}$$

$$= 66,26\text{MPa}$$

Trục vít me bằng thép C45, tôi có $\sigma_{ch} = 600\text{MPa}$ nên $[\sigma] = \sigma_{ch}/3 = 200\text{MPa}$
 $\sigma_{td} = 66,26\text{MPa} < [\sigma] = 200\text{MPa}$. Vậy trục vít đủ bền.

b) Kiểm nghiệm điều kiện ổn định

Điều kiện ổn định của trục vít me: $S_0 = F_{th}/F_a > [S]$

Trong đó : $F_{th} = \frac{\pi^2 EJ}{(\mu l)^2}$

Với $J_{min} = \pi.d_1^4/64 = 15,3.10^4\text{mm}^4$

Với thép nên $E = 2,1.10^5\text{MPa}$

Liên kết theo sơ đồ 2 nên $\mu=2$ và $l = 500\text{mm}$

Vậy : $F_{th} = \frac{\pi^2 EJ}{(\mu l)^2} = \frac{(\pi)^2.(2,1.10^5).(15,3.10^4)}{[(2).(500)]^2} = 316700\text{N}$

Hệ số an toàn cho phép chọn $[S] = 2$

Hệ số an toàn ổn định $S_0 = F_{th}/F_a = (316700/(79299) = 3,99 > [S] = 2$

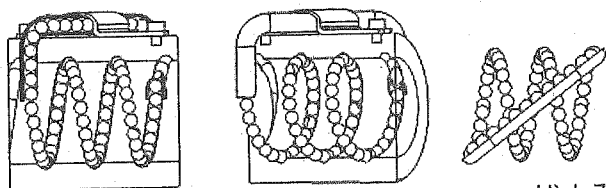
Như vậy trục vít làm việc ổn định khi chịu tải.

7.4. TÍNH TOÁN TRUYỀN ĐỘNG VÍT ME MA SÁT LĂN

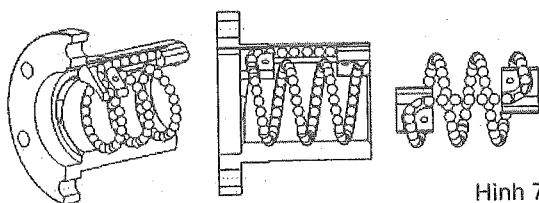
Trên hình 7.2b là truyền động vít me bi. Khác với truyền động vít me ma sát trượt, trong truyền động vít me bi do có con lăn là chi tiết trung gian để truyền chuyển động và lực từ bề mặt lăn của trục vít me sang bề mặt lăn của đai ốc nên ma sát chủ yếu là ma sát lăn. Do vậy dạng hỏng chủ yếu là tróc rỗ bề mặt con lăn và rãnh lăn của trục vít me. Hiện nay, ở nước ta chưa chế tạo loại truyền động này nên cũng chưa có các tài liệu công bố về phương pháp tính toán và lựa chọn chính thức. Khi lựa chọn truyền động vít me bi cần tham khảo tài liệu hướng dẫn của từng hãng sản xuất. Trong thực tế, do đặc thù là chế tạo khá phức tạp nên trục vít me bi được chọn theo khả năng tải động, sau đó tiến hành kiểm nghiệm trục vít me theo độ bền và độ ổn định như trong truyền động vít me ma sát trượt.

Về kết cấu của trục vít me ma sát lăn khác so với trục vít me ma sát trượt là các con lăn di chuyển tuần hoàn nhờ vào rãnh hồi bi trên đai ốc vì vậy kết cấu của đai ốc bi cũng khác so với kết cấu của đai ốc ma sát trượt. Thường rãnh lăn của trục vít me và đai ốc có dạng hình tròn. Có hai loại

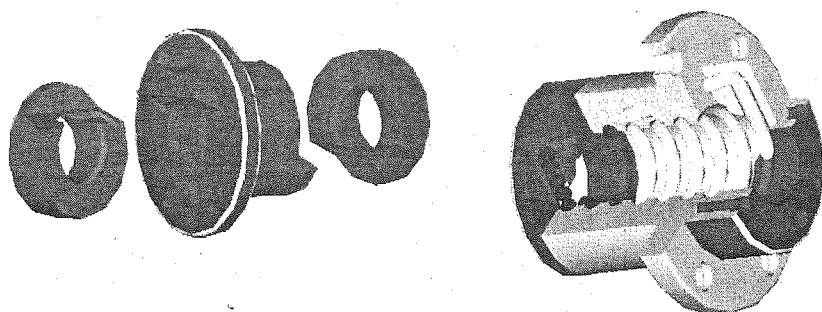
rãnh hồi bi: rãnh hồi bi nằm bên ngoài (hình 7.5a) và rãnh hồi bi nằm bên trong đai ốc (hình 7.5b).



Hình 7.5a. Đai ốc với rãnh hồi bi ngoài



Hình 7.5b. Đai ốc với rãnh hồi bi trong



Hình 7.6. Kết cấu của đai ốc bi 3 mảnh với rãnh hồi bi trong

Hình 7.5b và hình 7.6 là kết cấu loại đai ốc có rãnh hồi bi nằm bên trong. Để tạo rãnh hồi bi, bắt buộc phải chia đai ốc thành 3 mảnh khác nhau, sau khi gia công xong rãnh hồi bi, các mảnh này được định vị và kẹp chặt. Kết cấu đai ốc loại này rất phức tạp nên trong thực tế hay sử dụng đai ốc có rãnh hồi bi ngoài (hình 7.2b).

Việc lựa chọn kiểu dáng kết cấu đai ốc còn phụ thuộc vào yếu tố trang thiết bị công nghệ, tính thẩm mỹ, không gian bố trí và giá thành sản phẩm,... và liên kết giữa đai ốc với các bộ phận khác của cơ cấu chấp hành.

Các quan hệ về lực và vận tốc trong truyền động vít me ma sát lăn xác định tương tự như trong truyền động ma sát trượt. Tuy nhiên với truyền động ma sát lăn thì dưới tác dụng của tải trọng dọc trục F_a , trên bề mặt rãnh lăn và con lăn xuất hiện ứng suất tiếp xúc σ_H . Để tránh biến dạng lớn của

con lăn và rãnh lăn thì giá trị của ứng suất này cần phải giới hạn. Hiệu suất truyền động vít me ma sát lăn được xác định như sau:

a) Trục vít me quay còn đai ốc tịnh tiến:

$$\eta_1 = \frac{1 - f \tan \gamma}{1 + \frac{f}{\tan \gamma}} \quad (7.9a)$$

b) Trục vít me tịnh tiến còn đai ốc quay:

$$\eta_2 = \frac{1 - \frac{f}{\tan \gamma}}{1 + f \tan \gamma} \quad (7.9b)$$

Với f là hệ số ma sát lăn $f = 0,003 \dots 0,01$ và γ là góc nâng của ren vít thường trong khoảng $4 \dots 12^\circ$ thì hiệu suất của truyền động vít me ma sát lăn là khá lớn $\eta = 0,9 \dots 0,97$. Do hiệu suất truyền động cao nên lực cản sẽ rất nhỏ vì vậy loại truyền động này hiện nay sử dụng rất nhiều đặc biệt trong các máy điều khiển kỹ thuật số như máy CNC, các Rôbôt công nghiệp,...

7.4.1. Chọn theo khả năng tải động

Để đảm bảo khả năng tải động, khả năng tải động tính toán C_d của bộ truyền động vítme–bi cần thỏa mãn điều kiện sau :

$$C_d \leq C_{aM} \quad (7.10)$$

Trong đó:

C_d là khả năng tải động tính toán, xác định như sau: $C_d = Q \cdot L^{1/3}$

Với: Q là tải trọng tương đương được tính theo lực dọc trục (kN).

L là tuổi thọ của trục vít me, tính bằng triệu chu kỳ chịu tải.

q là bậc đường cong mỏi, về lý thuyết thì tiếp xúc giữa bi và trục vít me là tiếp xúc điểm nên lấy $q = 3$.

Tải trọng tương đương tính theo công thức : $Q = K_d F_a$

Với K_d là hệ số tải trọng, K_d được xác định tùy thuộc chế độ làm việc của cơ cấu chấp hành, bảng 3.4.

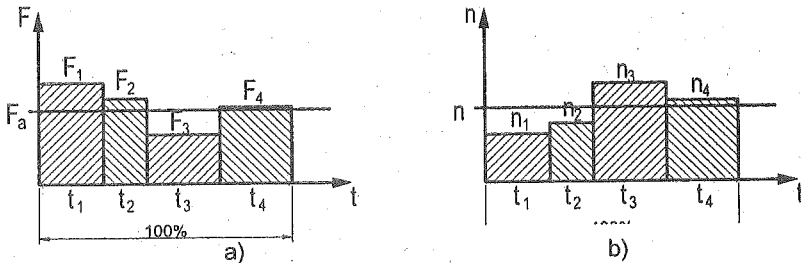
F_a là tải trọng dọc trục tác dụng lên trục vít me. Nếu tải trọng và số vòng quay làm việc của trục vít me thay đổi như trên hình 7.7 khi đó F_a và n được tính theo công thức sau:



$$F_a = \sqrt[3]{\frac{t_1}{100} F_1^3 + \frac{t_2}{100} F_2^3 + \dots}$$

$$n = \frac{t_1}{100} n_1 + \frac{t_2}{100} n_2 + \dots$$

F_i, n_i : lực dọc trục và vận tốc tác dụng trong thời gian t_i của chu kỳ.



Hình 7.7. Sơ đồ trạng thái làm việc của trục vít me

a) Sơ đồ đặt tải; b) Sơ đồ số vòng quay làm việc.

Tuổi thọ L của trục vít me được tính theo số giờ làm việc (L_h) như sau:

$$L = \frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}$$

– C_{aM} là khả năng tải động của bộ truyền tính toán xác định như sau:

$$C_{aM} = C_a f_h f_{ac} f_M$$

Với: C_a là khả năng tải động cho phép của bộ truyền động vít me bi, xác định bằng thí nghiệm với từng loại và từng kích thước (bảng 7.3).

f_h là hệ số xét đến ảnh hưởng của độ rắn bề mặt con lăn và rãnh lăn, có thể chọn theo bảng 7.1:

Bảng 7.1. Hệ số f_h

Độ rắn bề mặt HRC	55	50	45	40
Hệ số f_h	0,65	0,48	0,35	0,25
Hệ số f_{h0}	0,5	0,3	0,2	0,15

f_{ac} là hệ số ảnh hưởng của cấp chính xác chế tạo, chọn theo bảng 7.2.

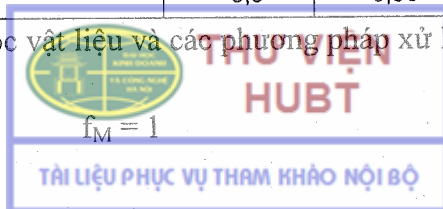
Bảng 7.2. Hệ số f_{ac}

Cấp chính xác chế tạo	1...5	7	10
Hệ số f_{ac}	0,9	0,80	0,7

f_M là hệ số phụ thuộc vật liệu và các phương pháp xử lý khi chế tạo trục vít me.

Thép thường :

$$f_M = 1$$



Thép có xử lý đặc biệt : $f_M = 1,25 \dots 1,71$

Để có thể chọn được kích thước của trục vít me, cần xác định đường kính trong d_0 của trục vít me theo công thức sau:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]}} \quad (7.11b)$$

Hoặc:
$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4,1 \cdot 3 \cdot F_a}{\pi \cdot [\sigma_k]}} \quad (7.11a)$$

với $[\sigma_k]$ là ứng suất kéo cho phép, $[\sigma_k] = \sigma_{ch}/3$.

Từ bảng 7.3, theo điều kiện (7.10) xác định được các kích thước cơ bản của truyền động vít me ma sát lăn.

Bảng 7.3. Các thông số cơ bản của truyền động vít me ma sát lăn
(số liệu của hãng Umbra Industrial BallScrew)

KH	d_0	p	db	nv	dr	Ca	Co	bl	rb	D1	f1	B	H	L4	L5	L12	f2	D4	D5	D6
H1D20-6M3	20	6	4	3	16,2	23,2	13	0	521	36	3	4	1,5	18	12	83	M6	47	6,6	58
H1D20-6M3	20	8	5,56	3	16,6	32,8	21,2	0	962	36	4	4	1,5	16	18	105	M6	47	6,6	58
H1D20-6M3	20	10	5,56	3	15	32,6	16,2	0	473	36	4	4	1,5	22	20	117	M6	47	6,6	58
H1D25-6M4	25	6	4	4	21,2	34,9	23,4	0	933	40	3	4	1,5	20	14	97	M6	51	6,6	62
H1D25-8M4	25	8	5,56	4	20	51,8	30,7	0	887	40	5	4	1,5	25	18	123	M6	51	6,6	62
H1D25-10M3	25	10	5,56	3	20	40,3	23	0	661	40	5	4	1,5	25	16	116	M6	51	6,6	62
H1D32-6M4	32	6	4	4	28,2	41,1	32,7	0	1292	50	3	5	1,5	20	14	97	M6	65	9	80
H1D32-6M5	32	6	4	5	28,2	49,8	40,9	0	1615	50	3	5	1,5	25	16	112	M6	65	9	80
H1D32-8M4	32	8	5,56	4	28,2	62,1	42,8	0	1222	50	4	5	2	25	16	123	M6	65	9	80
H1D32-10M3	32	10	6,35	3	27	54	33,2	0	832	50	5	5	2	32	19	126	M6	65	9	80
H1D32-10M4	32	10	6,35	4	26,5	69,1	44,2	0	1110	50	5	5	1,5	40	22	151	M6	65	9	80
H1D32-10M5	32	10	6,35	5	26,5	83,7	55,3	0	1387	50	5	5	1,5	32	24	176	M6	65	9	80
H1D32-12M3	32	12	6,35	3	26,5	53,8	33,1	0	829	50	5	5	2	28	21	140	M6	65	9	80
H1D32-12M4	32	12	6,35	4	26,5	68,9	44,1	0	1105	50	5	5	1,5	36	25	170	M6	65	9	80
H1D32-12M5	32	12	6,35	5	26,5	83,5	55,1	0	1381	50	5	5	1,5	45	28	200	M6	65	9	80
H1D40-10M3	40	10	6,35	3	34,5	63,4	45	0	1119	63	3	5	2	32	0	79	M8x1	0	0	0
H1D40-10M4	40	10	6,35	4	34,5	81,2	60	0	1492	63	3	5	2,5	56	0	138	M8x1	0	0	0

7.4.2. Kiểm nghiệm trục vít me theo điều kiện độ ổn định (trương tự truyền động vít me ma sát trượt)



**THƯ VIỆN
HUBT**

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

7.4.3. Tính kiểm nghiệm theo khả năng tải tĩnh

Đối với các trục vít me quay với $n < 10\text{vg/ph}$, đề phòng con lăn bị biến dạng quá lớn cần tiến hành kiểm nghiệm theo điều kiện bền tránh con lăn biến dạng quá lớn hoặc bị vỡ.

Điều kiện bền tĩnh: $\sigma_H < [\sigma_{H\max}]$

Hoặc tải trọng lớn nhất tác dụng được xác định như sau:

$$F_{\max} = C_{0M} / f_s = C_0 \cdot f_{h0} \cdot f_{ac} / f_s \quad (7.12)$$

Với C_0 là khả năng tải tĩnh (xem bảng 7.3).

C_{0M} là khả năng tải tĩnh xác định tùy thuộc điều kiện làm việc cụ thể của cơ cấu chấp hành.

f_s là hệ số phụ thuộc chế độ làm việc:

- Nếu chế độ tải không đổi, va đập nhẹ: $f_s = 1 \div 2$.
- Nếu chế độ làm việc va đập và rung động: $f_s = 2 \div 3$.
- Nếu chế tải va đập nặng: $f_s > 3$.

Các hệ số f_{h0} và f_{ac} xác định tương tự như khi chọn trục vít me theo điều kiện khả năng tải động.

$[\sigma_{H\max}]$ là ứng suất tiếp xúc quá tải cho phép, $[\sigma_{H\max}] = 3000 \text{ MPa}$.

CÂU HỎI ÔN TẬP

Câu 1.

- a) Vì sao trong truyền động vít me ma sát trượt lại hay sử dụng ren thang hoặc ren chữ nhật bước lớn?
 - b) Vì sao đai ốc được làm bằng kim loại màu hoặc gang?
 - c) Chứng tỏ rằng trong truyền động vít me có khả năng tạo lực lớn.
 - d) Vì sao truyền động vít me ma sát trượt lại thiết kế theo điều kiện bền mòn?
- Nêu trình tự tính toán truyền động vít me ma sát trượt.

Câu 2.

- a) Nêu những ưu nhược điểm của truyền động vít me ma sát trượt và vít me ma sát lăn. Vì sao hiện nay truyền động vít me ma sát lăn lại được dùng nhiều và trong những máy công tác nào?
- b) Vì sao truyền động vít me ma sát lăn lại chọn theo khả năng tải động. Nêu và giải thích các bước chọn truyền động vít me ma sát lăn.

Phần 3

CHI TIẾT MÁY ĐỖ VÀ CHI TIẾT GHÉP

Chương 8

TRỤC

8.1. KHÁI NIỆM CHUNG

8.1.1. Công dụng và phân loại trục

a) Công dụng

Trên hình 8.1 là kết cấu của cụm chi tiết bao gồm các chi tiết như bánh răng (26 và 28) lắp lên trục (24) và được cố định với trục nhờ mối ghép then bằng đầu tròn (27). Vị trí của các bánh răng trên trục được xác định nhờ vai trục và bạc chặn (29). Trục được đỡ nhờ các ổ đỡ côn (25), còn ổ được lắp lên vỏ (thân) hộp (32) và được cố định theo phương chiều trục nhờ các nắp ổ (30). Các nắp ổ (30) được cố định với thân nhờ các vít (31).

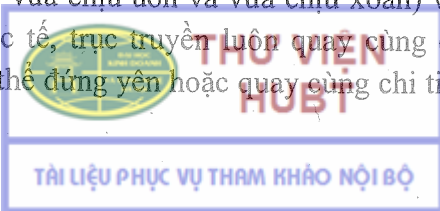
Như vậy trục là chi tiết dùng để đỡ các chi tiết quay và đảm bảo cho các chi tiết quay luôn quay quanh tâm hình học xác định. Đồng thời với việc đỡ thì trục chịu tác dụng của các lực do các chi tiết lắp trên trục gây nên.

b) Phân loại trục

Trong thực tế sử dụng, ta gặp nhiều loại trục với các công dụng và chức năng khác nhau và vì thế cũng có những tên gọi khác nhau. Ở đây ta có thể phân loại trục theo một vài đặc điểm sau đây:

– Theo dạng chịu tải

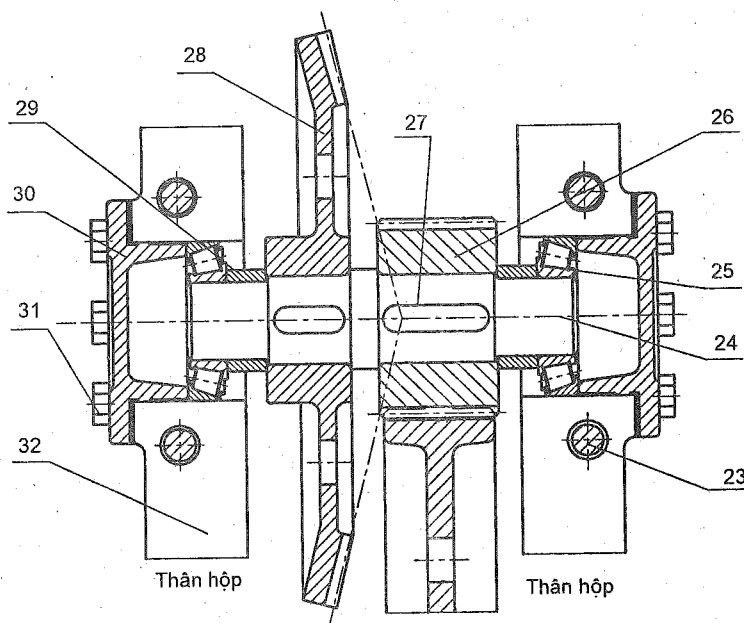
Trục truyền (trục vừa chịu uốn và vừa chịu xoắn) và *trục tâm* (trục chỉ chịu uốn). Trong thực tế, trục truyền luôn quay cùng các chi tiết lắp trên trục, còn trục tâm có thể đứng yên hoặc quay cùng chi tiết lắp trên trục. Mặt



khác, tùy thuộc vào cách bố trí các chi tiết trên trục mà trục đó có thể là trục tâm hoặc trục truyền.

- Theo kết cấu trục có trục trơn (là trục có đường kính không thay đổi theo chiều dài trục) và trục bậc (đường kính các đoạn trục thay đổi theo chiều dài).

- Theo dạng đường tâm trục có trục thẳng (đường tâm trục là đoạn thẳng), trục khuỷu (đường tâm trục gãy khúc) và trục mềm (đường tâm trục thay đổi bất kỳ, ví dụ trục công tơ mét trong xe máy. Trục mềm có thể truyền mômen một hay hai chiều tùy thuộc vào kết cấu).



Hình 8.1. Kết cấu trục và các chi tiết lắp trên trục

8.1.2. Kết cấu trục và các giải pháp tăng tính công nghệ và độ bền mỏi

Kết cấu trục nói chung cần thỏa mãn một số yêu cầu sau:

- Kết cấu trục phải có tính công nghệ, kể cả tính công nghệ của các chi tiết lắp trên trục (trục và các chi tiết lắp trên trục phải dễ gia công và dễ kiểm tra đặc biệt trục bậc, mặt khác phải dễ dàng và thuận tiện khi lắp cũng như khi tháo các chi tiết).

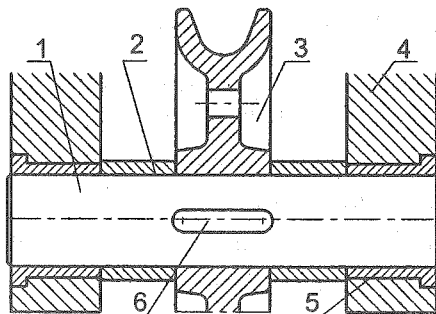
- Kết cấu trục cần có độ bền mỏi cao.

8.1.2.1. Trục trơn

Trên hình 8.2a là kết cấu của trục trơn. Do đường kính trục không thay đổi theo chiều dài trục nên trục trơn sẽ có những ưu nhược điểm sau đây:

– Ưu điểm: Kết cấu đơn giản do đó dễ chế tạo và ít tập trung ứng suất vì vậy độ bền mỏi của trục trơn cao hơn so với trục bậc.

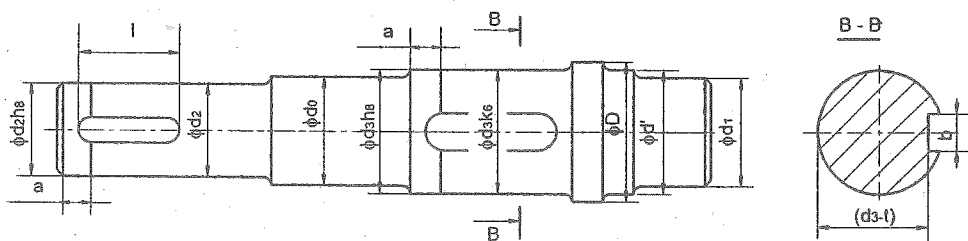
– Nhược điểm: Khó đảm bảo chính xác yêu cầu của mỗi ghép đã chọn và vị trí các chi tiết lắp trên trục. (Ví dụ trên hình 8.2a do mỗi ghép giữa bạc 5 với trục lắp có khe hở còn mỗi ghép giữa trục với puli 3 thì được lắp có độ dôi nên phải chọn hệ thống trục).



Hình 8.2a. Kết cấu trục trơn

Thực tế trục trơn rất ít gặp. Tuy có nhược điểm nhưng trong 1 số trường hợp sử dụng trục trơn lại phù hợp, ví dụ trục đỡ ròng rọc trong Palăng của máy trục, trục bánh xe trước và sau. Trục có thể đứng yên hoặc quay tùy thuộc cách bố trí các chi tiết trên trục. Trên hình 8.2a trục quay cùng ròng rọc.

8.1.2.2. Kết cấu trục bậc



Hình 8.2b. Kết cấu trục bậc

Trên hình 8.2b là kết cấu trục bậc. Do trục bậc có đường kính thay đổi theo chiều dài từng đoạn trục, vì vậy các ưu điểm của trục trơn chính là các nhược điểm của trục bậc và ngược lại (trong trục bậc thì việc cố định các chi tiết theo phương dọc trục để thực hiện hơn nhờ có vai trục và gờ trục kết hợp với bạc chặn vòng lò xo; dễ dàng thực hiện theo yêu cầu của mỗi ghép đã chọn. Tuy nhiên việc chế tạo trục bậc khá phức tạp và đo kích thước tiết

diện trục thay đổi nên tập trung ứng suất rất lớn và dễ gây nên dạng hỏng về mỏi của trục). Thực tế thường sử dụng chủ yếu trục bậc (trục trong các hộp giảm tốc hoặc trong các hộp số của xe máy, ô tô) vì vậy cần phải khắc phục các nhược điểm trên khi thiết kế kết cấu trục bậc. Khi thiết kế kết cấu trục, cần lưu tâm đến các vấn đề sau:

a) Cần đảm bảo tính công nghệ khi chế tạo trục và các chi tiết lắp trên trục, muốn vậy:

- Đường kính thân trục (đoạn trục dùng để lắp ghép với các chi tiết quay như bánh răng, bánh đai, khớp nối,... (đường kính d_2 hoặc d_3 trên hình 8.2b)) cần được chọn theo dãy tiêu chuẩn đường kính thân trục. Đường kính thân trục có thể chọn giống nhau (hình 8.1) hoặc khác nhau (hình 8.2b). (Dãy tiêu chuẩn đường kính thân trục: $d = 10; 10,5; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 80; 85; 95; 105; 110; 120; 130; 140; 150; 160, \dots$ Bề mặt thân trục có thể là hình trụ hay hình côn).

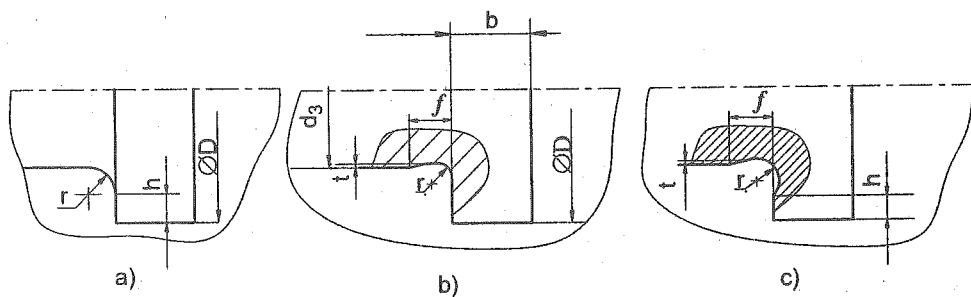
- Đường kính ngỗng trục (đoạn trục dùng để lắp ghép với ổ trục, ví dụ d_0 hoặc d_1 trên hình 8.2b. Đường kính ngỗng trục cần chọn theo dãy tiêu chuẩn đường kính trong của ổ lăn: $10; 12; 15; 17; 20; 25; 30; 35; 40, \dots$). Đường kính ngỗng trục nên chọn giống nhau ở cả hai bên (xem hình 8.1).

- Đường kính các đoạn trục khác (vai trục: đường kính vai trục D ; đường kính gờ trục: đường kính d' , đường kính d_0 ở hình 8.2b) được chọn theo điều kiện kết cấu và sức bền.

- Chiều rộng (b) của then trên các đoạn trục được chọn theo tiêu chuẩn và trên một trục nên chọn then có cùng chiều rộng b . Then bằng đầu tròn có tập trung ứng suất lớn hơn so với then bằng đầu vuông nhưng cố định then trên trục tốt hơn (điều này thuận tiện cho quá trình lắp ghép đặc biệt khi sử dụng mối ghép độ dôi) nên thực tế hay dùng then bằng đầu tròn.

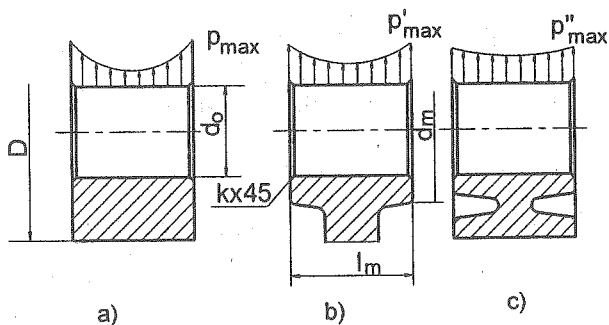
- Để dễ dàng lắp các chi tiết trên trục, đặc biệt khi sử dụng mối ghép độ dôi thì: chiều dài then trên trục phải lấy lớn, thường $l = (0,85 \dots 0,95)l_m$, mặt khác đầu trục phải có cấu tạo thích hợp để dẫn hướng then khi lắp (hình 8.2b). Đoạn dùng để dẫn hướng có thể mặt côn hay mặt trụ với chiều dài a . Nếu là mặt trụ thì kích thước trục ở đoạn dẫn hướng thường chọn $\varnothing dh_8$.

b) Trục cần có độ bền mỏi cao, muốn vậy cần giảm sự tập trung ứng suất do hình dạng và kết cấu của trục gây nên. Vì vậy:



Hình 8.3. Kết cấu để tăng độ bền mối tại vai trực

– Tại chỗ có chênh lệch đường kính giữa hai đoạn trục (vai trực, gờ trục) cần làm bán kính góc lượn. Tùy thuộc vào yêu cầu và điều kiện công nghệ mà có thể chọn 1 trong 3 phương án như hình 8.3. Còn tại chỗ lắp ổ lăn, thường dùng bán kính góc lượn r và giá trị của r được chọn tùy thuộc vào loại ổ lắp trên trục sao cho vòng trong có thể tỳ sát vào gờ trục.



Hình 8.4. Phương pháp giảm tập trung suất bằng cách thay đổi kết cấu máy ở lắp trên trục

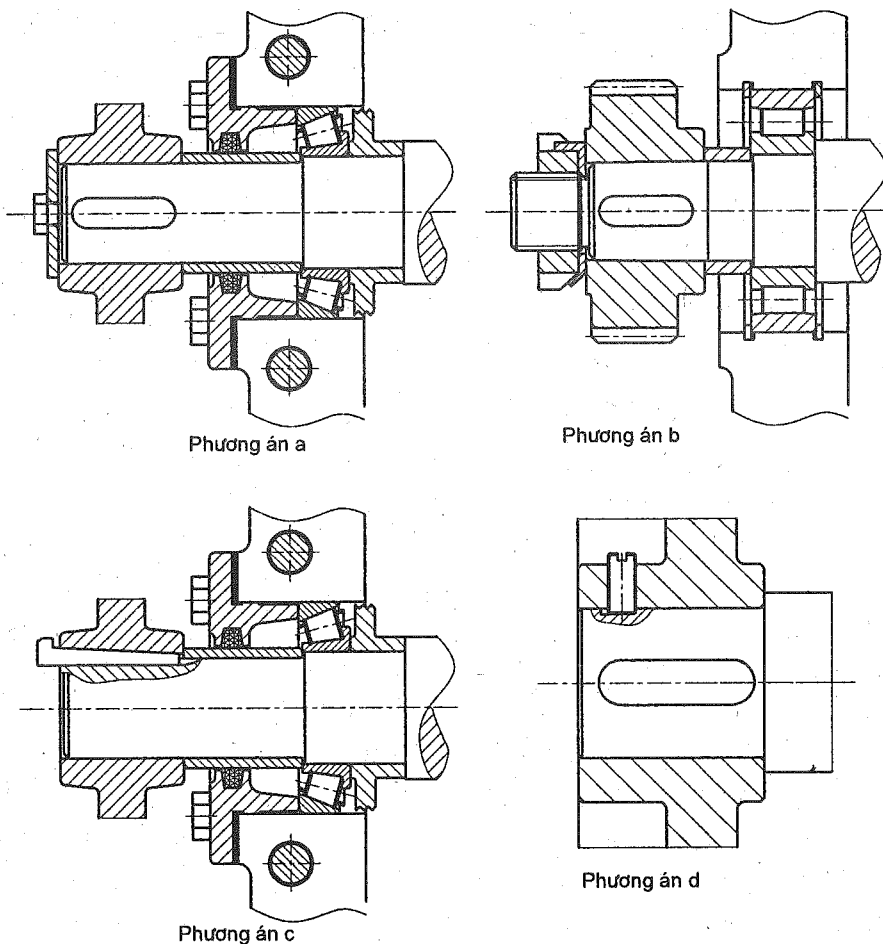
– Chênh lệch đường kính giữa các đoạn trục cần chọn theo yêu cầu và nhỏ nhất. (Ví dụ tại vai trực thì tỷ số D/d được chọn sao cho có thể cố định được chi tiết theo phương chiều trục với bán kính góc lượn đã cho, còn tại gờ trục (chỗ lắp ổ lăn cần đảm bảo có thể cố định vòng ổ theo phương chiều trục đồng thời phải lưu ý đến việc tháo ổ lăn) vì vậy đường kính d' ở hình 8.2b cần chọn theo loại ổ cụ thể được lắp trên trục,...).

– Với các chi tiết lắp trên trục cần vát mép (hình 8.4a) hoặc làm mềm may σ (hình 8.4b) hay làm rãnh giảm tải (hình 8.4c) để giảm tập trung ứng suất.

8.1.2.3. Cố định các chi tiết trên trục

Các chi tiết phải cố định trên trục theo cả hai phương. Theo phương tiếp tuyến có thể dùng mối ghép then, then hoa hay mối ghép độ dôi. Còn theo phương chiều trục cần kết hợp giữa vai trực, gờ trục, bạc chặn hoặc sử dụng các chi tiết phụ. Hình 8.5 giới thiệu 1 số phương pháp cố định chi tiết theo

phương chiều trục. Để cố định đầu trục có thể dùng then vát (hình 8.5c, vừa cố định theo phương tiếp tuyến vừa cố định theo phương dọc trục), đai ốc hãm hoặc dùng vít kết hợp với vòng chắn hình 8.5ab, cũng có thể dùng vòng đệm lò xo (hình 8.5b) để cố định vòng ổ trên vỏ hộp và trên trục hoặc dùng vít hãm (hình 8.5d).



Hình 8.5. Phương án cố định chi tiết đầu trục

8.1.2.4. Vật liệu chế tạo trục

Đa số các trục được làm từ thép cacbon C35; C45 hoặc thép hợp kim 40Cr. Với các trục chế tạo từ thép hợp kim 40CrNi; 40CrMnTi,... thường được tôi cải thiện sau đó ram ở nhiệt độ cao hoặc tôi bằng dòng cao tần sau đó ram ở nhiệt độ thấp. Với các trục quay nhanh và trục có ổ trục là ổ trượt thường được chế tạo từ các loại thép thấm cacbon như 20Cr; 12CrNi3,...

Nên sử dụng vật liệu có độ đàn dẻo tốt với độ dẫn dài tỷ đối của vật liệu đạt khoảng 12%. Giá trị các ứng suất giới hạn có thể tra trong các sổ tay về vật liệu, cũng có thể sử dụng công thức sau đây để xác định ứng suất cho phép và ứng suất giới hạn mỗi thực khi tính trực:

$$[\sigma] = \sigma_b \cdot \varepsilon_\sigma / [s] \text{ ứng suất pháp cho phép.}$$

$$[\tau] = \tau_b \cdot \varepsilon_\tau / [s] \text{ ứng suất tiếp cho phép.}$$

$$\sigma_{-1} = (0,40 \dots 0,5) \sigma_b \text{ ứng suất giới hạn mỏi uốn trong chu trình đối xứng.}$$

$$\tau_{-1} = (0,22 \dots 0,25) \sigma_b \text{ ứng suất giới hạn mỏi xoắn trong chu trình đối xứng.}$$

[S] hệ số an toàn, chọn theo bảng 2.2

Có thể tham khảo bảng 8.1ab để chọn vật liệu và ứng suất cho phép của một số vật liệu chế tạo trục thường hóa, tôi cải thiện và thấm C.

Bảng 8.1a. Vật liệu và cơ tính của một số loại thép chế tạo trục

Vật liệu	Đường kính phôi	Độ rắn, HB	σ_b , MPa	σ_{ch} , MPa	σ_{-1} , MPa	τ_{-1} , MPa
CT5	Bất kỳ	≥ 190	510	275	216	128
C45	$\leq 50\text{mm}$	240...285	850	580	400	212
	< 100		750	450	370	185
40Cr	$\leq 60\text{mm}$	190...240	1000	800	480	250
	Đến 100	260...280	750	520	370	185
40CrNi	< 100	230...260	850	600	400	215
	200...300	250...280	800	580	385	200
35CrMnA	< 30	230...260	1700	1350	750	400
	Đến 70	310	1000	900	485	250
20Cr	< 60	270...310	650	400	320	160
12CrNi3A	< 50	$> 250(^{\circ})$	1000	800	390	250
	Đến 100	$> 300(^{\circ})$	920	700	340	230
18CrMnTi	< 40	$> 250(^{\circ})$	1000	800	385	250
	Đến 100	$> 330(^{\circ})$	950	750	365	235
		$> 300(^{\circ})$				

Ghi chú: HB chỉ độ rắn bề mặt cho các loại thép khi thường hóa hoặc tôi cải thiện

- $HB(^{\circ})$ chỉ độ rắn của lõi, với loại thép này thường sử dụng thấm than, tôi và đạt

HRC = 53...63



**THƯ VIỆN
HUBT**

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Bảng 8.1b. Ứng suất cho phép $[\sigma]$

Nguyên nhân gây tập trung ứng suất	Đường kính trục d , mm	Vật liệu, cơ tính và phương pháp nhiệt luyện				
		C35, CT5 $\sigma_b > 500 \text{ MPa}$ $\sigma_{-1} > 220 \text{ MPa}$ Thường hóa	C45; CT6 $\sigma_b > 600 \text{ MPa}$ $\sigma_{-1} > 260 \text{ MPa}$ Thường hóa	C45 $\sigma_b > 850 \text{ MPa}$ $\sigma_{-1} > 340 \text{ MPa}$ Tôi cải thiện	40Cr ; 40CrNi $\sigma_b > 1000 \text{ MPa}$ $\sigma_{-1} > 400 \text{ MPa}$ Tôi cải thiện	20MnCr5 $\sigma_b > 1000 \text{ MPa}$ $\sigma_{-1} > 500 \text{ MPa}$ Thấm C
Chi tiết lắp trên trục có độ dôi lớn	Đến 30	80	85	90	95	125
	Đến 50	65	70	75	80	90
	Đến 100	60	65	70	75	85
Chi tiết lắp ép lên trục	Đến 30	58	63	67	70	90
	Đến 50	48	50	55	60	80
	Đến 100	45	48	50	55	70
Trục có góc lượn	Đến 30	60	70	80	90	100
	Đến 50	55	65	75	80	90
	Đến 100	50	55	65	70	85

8.2. TÍNH TRỤC

8.2.1. Tải trọng tác dụng lên trục và dạng hỏng của trục

Tải trọng tác dụng lên trục chính là lực và mômen do các chi tiết máy lắp trên trục gây nên (cách xác định giá trị, phương chiều và điểm đặt lực đã được xác định trong phần II). Với các trục có đường kính lớn và dài thì có thể kể thêm trọng lượng bản thân trục.

Dạng hỏng chủ yếu của trục là gãy (gãy do mỏi hay do quá tải). Đây là dạng hỏng thường xảy ra đối với đa số các trục đặc biệt với các trục quay (do trục chịu ứng suất thay đổi, mặt khác trục chịu tập trung ứng suất rất lớn), ngoài ra trục có thể không làm việc được do bị võng quá lớn hoặc bị rung động khi trục quay với vận tốc lớn. Để tránh các dạng hỏng trên trục thường được tính theo độ bền, độ cứng và dao động.

8.2.2. Tính sơ bộ đường kính trục

Do chưa xác định được giá trị mômen uốn tác dụng lên trục nên có thể tính đường kính trục theo mômen xoắn T như sau:

$$\text{Từ điều kiện bền } \tau < [\tau] \text{ suy ra: } d_{sb} = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}} \quad (8.1)$$

Trong đó: $[\tau]$ là ứng suất tiếp cho phép phụ thuộc vào vật liệu chế tạo trục. Do chỉ kể đến thành phần ứng suất tiếp nên giá trị này nên lấy giảm xuống. Có thể chọn $[\tau] = (15 \dots 30) \text{MPa}$, tùy thuộc vào giá trị T tác dụng lên trục.

8.2.3. Xác định chiều dài các đoạn trục (khoảng cách giữa các điểm đặt lực)

Xác định chiều dài các đoạn trục không chỉ biết trục có chiều dài tổng thể bằng bao nhiêu, đồng thời để tiến hành xác định phân lực và vẽ được biểu đồ mômen uốn tác dụng lên trục. Muốn vậy cần tiến hành như sau:

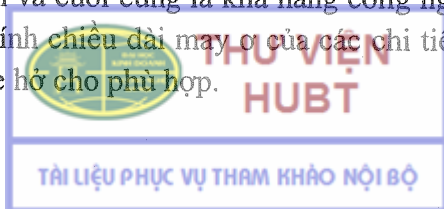
a) *Vẽ phác thảo bộ phận đang thiết kế với vị trí các chi tiết lắp trên trục* (vì là bản vẽ phác thảo nên có thể coi trục như trục trơn hoặc trục bậc đơn giản, các chi tiết đều được vẽ dưới dạng quy ước nhưng có vị trí tương quan chính xác). Hình 8.6abc giới thiệu 1 số bản vẽ phác thảo HGT thường gặp trong thực tế.

b) *Tính chiều dài máy σ (l_m) hoặc chiều rộng các chi tiết lắp trên trục.* Riêng chiều rộng ổ lăn có thể chọn sơ bộ bằng cách: từ đường kính trục tính theo (8.1), làm tròn tận cùng 0 hoặc 5 (đường kính trong của ổ lăn), sau đó chọn được loại ổ (ổ bi, ổ đĩa, ổ bi đỡ chặn hay ổ đĩa côn) phù hợp và dựa vào bảng tiêu chuẩn ổ lăn để tra được B (kích thước chiều rộng ổ lăn). Cũng có thể chọn sơ bộ chiều rộng B theo đường kính trục như sau (bảng 8.2):

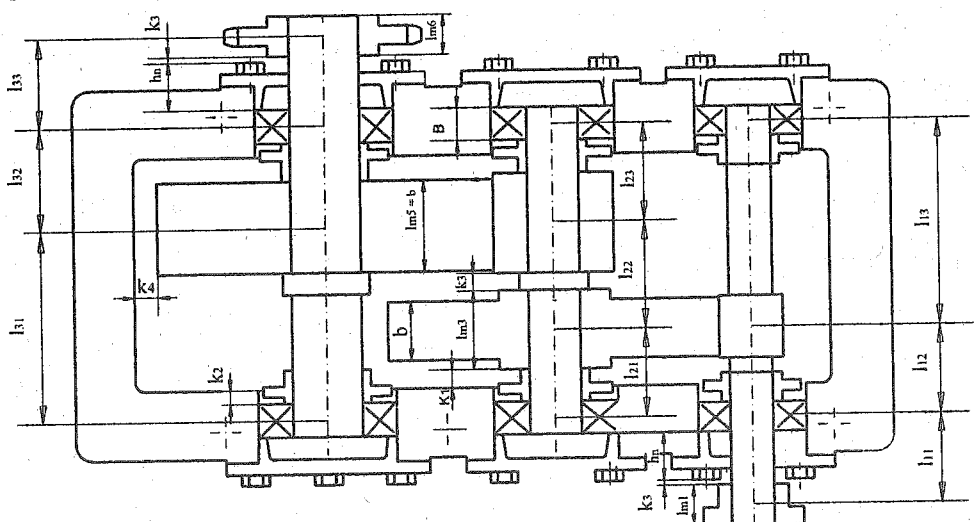
Bảng 8.2. Chiều rộng ổ lăn phụ thuộc đường kính ngỗng trục d

d	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	100	150
B	15	17	19	21	23	25	27	29	31	33	35	37	39	41	43	47	65

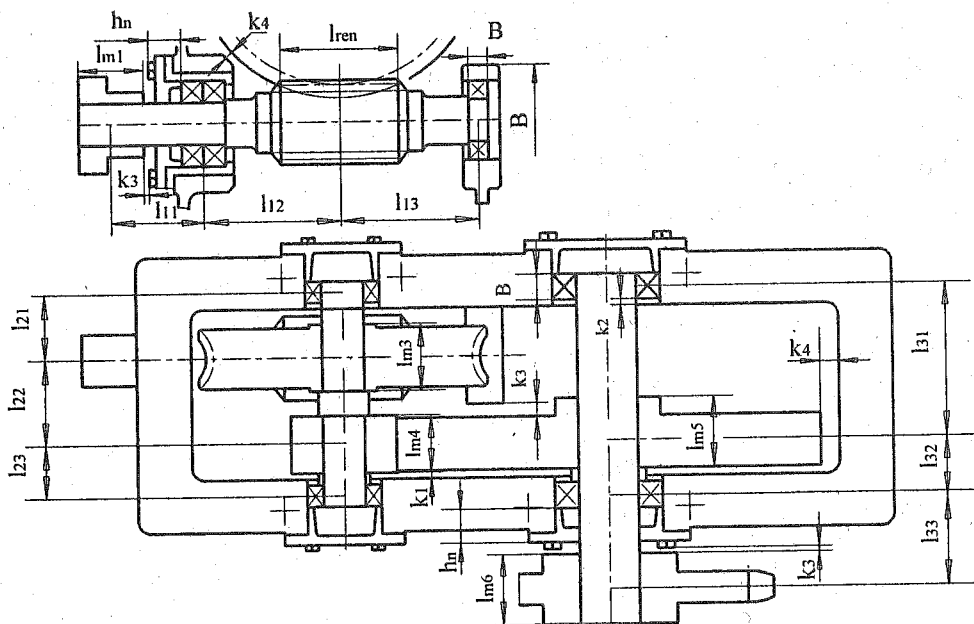
c) *Căn cứ vào các chi tiết lắp trên trục để chọn các khe hở $k_1, k_2, \dots$* (các khe hở được chọn phụ thuộc vào một số yếu tố như độ chính xác gia công chi tiết đã biết hoặc phải dự đoán được khi chọn các khe hở và kích thước chi tiết lắp trên trục, phương pháp bôi trơn các bộ phận bằng dầu hay mỡ đặc biệt là bôi trơn ổ lăn và cuối cùng là khả năng công nghệ). Có thể tham khảo bảng 8.3 về cách tính chiều dài máy σ của các chi tiết lắp trên trục và cách chọn giá trị các khe hở cho phù hợp.



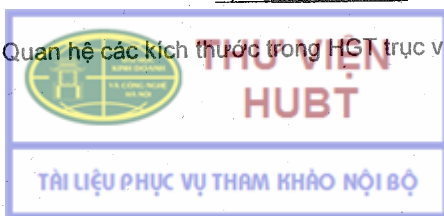
d) Xác định khoảng cách giữa các điểm đặt lực l_{ij} trong sơ đồ tính trục (giá trị của l_{ij} có thể được lấy nguyên hoặc làm tròn tận cùng 0 hoặc 5).



Hình 8.6a. Quan hệ các kích thước trong HGT khai triển 2 cấp



Hình 8.6b. Quan hệ các kích thước trong HGT trục vít - bánh răng





$$l_{12} = (2,5 \dots 3)d = (2,5 \dots 3).(20) = (50 \dots 75)\text{mm}, \text{ lấy } l_{12} = 60\text{mm}$$

$$l_{13} = 0,5B + k_1 + k_2 + 0,5 l_{m2} = (0,5).(21) + 8 + 5 + (0,5)(32) = 39,5, \text{ lấy } l_{13} = 40\text{mm}$$

$$l_{21} = 0,5B + k_1 + k_2 + l_{m3} - 0,5b \cos \delta_2 = 64,9\text{mm}, \text{ lấy } l_{22} = 65\text{mm}$$

$$l_{22} = 0,5b \cos \delta_2 + k_3 + 0,5 l_{m4} = 53,6\text{mm}, \text{ lấy } l_{22} = 55\text{mm}$$

$$l_{23} = 0,5 l_{m4} + k_1 + k_2 + 0,5B = 63,5\text{mm}, \text{ lấy } l_{23} = 65\text{mm}$$

$$l_{31} = 0,5 l_{mx} + k_3 + h_n + 0,5B = 70,5\text{mm}, \text{ lấy } l_{31} = 70\text{mm} = l_{34}$$

$$l_{32} = l_{21} + l_{22} = 65 + 55 = 120\text{mm}, \text{ lấy } l_{32} = 120\text{mm}$$

$$l_{33} = l_{22} = 55\text{mm}$$

Bảng 8.3. Giá trị và quan hệ giữa các kích thước $k_1, k_2 \dots$ trong HGT

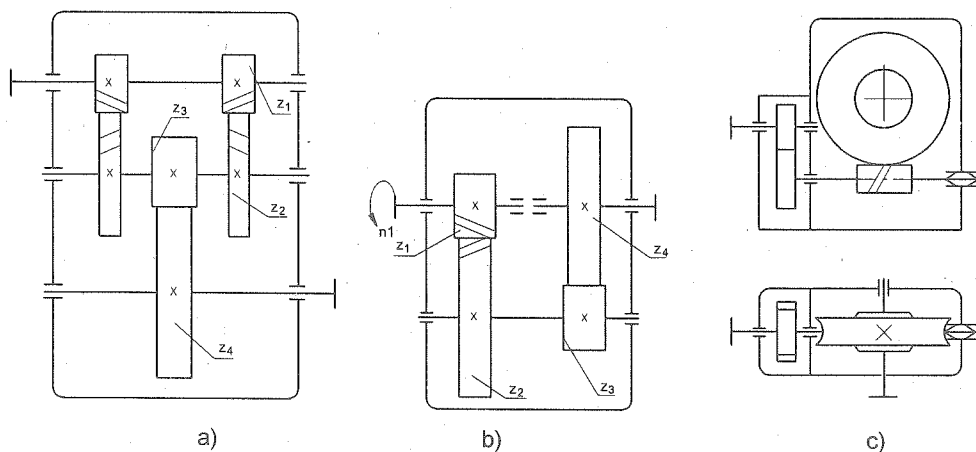
Ký hiệu	Tên gọi	Công thức tính hay giá trị
B	Chiều rộng ổ lăn	Chọn sơ bộ theo đường kính trục hoặc tra bảng theo loại ổ và đường kính sơ bộ trục
b	Chiều rộng bánh răng (bánh vít, bánh đai) hoặc chiều dài cắt ren trục vít: $l_{ren} = b$.	Xem phần thiết kế bộ truyền
l_{mi}	Chiều dài may ơ của chi tiết thứ i lắp trên trục (tùy thuộc vào loại chi tiết mà chọn giá trị cho phù hợp)	$l_{mi} = (1,2 \dots 2,0)d$ với d là đường kính trục lắp chi tiết. Với bánh răng trụ có thể lấy $l_{mbr} \geq b$. Riêng chiều dài may ơ của khớp phải tra bảng phụ thuộc loại khớp nối.
k_1	Khe hở giữa mặt đầu của may ơ chi tiết quay đến thành trong của hộp	$k_1 = (5 \dots 10)$, mm
k_2	Khe hở giữa mặt đầu của ổ lăn đến thành trong của hộp	$k_2 = (5 \dots 10)$, (chọn tùy thuộc vào ổ bôi trơn bằng dầu hay mỡ)
k_3	Khe hở giữa đầu vít đến may ơ (hoặc mặt bên) của chi tiết quay; giữa các chi tiết quay với nhau.	$k_3 \geq k_2$
k_4	Khe hở giữa mặt đỉnh răng của bánh răng (bánh vít) đến thành trong của hộp.	$k_4 = (8 \dots 15)$, (hoặc chọn theo kết cấu)
h_n	Chiều cao nắp ổ đến đầu vít.	$h_n = 15 \dots 40$ (phụ thuộc vào chiều cao đầu vít, chiều dày nắp ổ và phần tỳ của nắp vào mặt đầu của ổ).
x	Khoảng cách từ mặt trung bình bánh răng côn bị dẫn đến đỉnh côn.	$x = (R_e - 0,5b) \cdot \cos \delta_2$ Với R_e là chiều dài côn
l	Khoảng cách giữa hai gối của trục bánh răng, côn nhỏ.	$l = (2,5 \dots 3)d$ (d là đường kính trục bánh răng côn dẫn) (hình 8.6b)
$l_{12} = l_{13}$	Khoảng cách giữa hai gối trục vít	$l_{12} = l_{13} = (0,85 \div 1)d_{n2}$; d_{n2} là đường kính ngoài của bánh vít (hình 8.6b)
$l_{22} = l_{23}$	Khoảng cách giữa hai gối trục lắp bánh vít.	$l_{22} = l_{23} = 0,5d_{a1} + (15 \div 30)m_t$ d_{a1} là đường kính đỉnh trục vít (hình 8.6c)
l_{ij}	Khoảng cách giữa các điểm đặt lực của các trục (i là số trục; j là số đoạn trục).	$l_{ij} = \Sigma$ kích thước các khâu thành phần

Ý kiến của các chuyên gia

Từ bản vẽ phác của HGT ở hình 8.6abc, người thiết kế có thể tự mình xây dựng được bản vẽ phác thảo cho các loại HGT hoặc loại mô hình tính toán trực mà mình đang thiết kế, trên cơ sở đó xác định được các l_{ij} . Ví dụ:

– Xây dựng bản vẽ phác thảo cho HGT bánh răng côn. Trường hợp này có thể sử dụng hình 8.6c bằng cách bỏ cặp bánh răng trụ ở cấp chậm. Làm tương tự bạn có thể xây dựng được bản vẽ phác thảo cho HGT bánh răng trụ hoặc HGT trục vít dạng 1 cấp.

– Xây dựng bản vẽ phác thảo cho HGT khai triển phân đôi cấp nhanh (hình 8.7a). Trường hợp này, ở trục vào và trung gian có hai bánh răng số z_1 và z_2 lắp đối xứng, vì vậy trong công thức tính l_{ij} sẽ có thay đổi. Tương tự bạn có thể xây dựng được bản vẽ phác thảo cho HGT đồng trục (hình 8.7b) hoặc HGT bánh răng– trục vít (hình 8.7c), hoặc các HGT 3 cấp... hoặc thậm chí bản phác thảo để tính trục tang trong sơ đồ dẫn động băng tải hoặc sơ đồ dẫn động cơ cầu nâng,...



Hình 8.7. Sơ đồ HGT

a) khai triển phân đôi; b) đồng trục; c) bánh răng - trục vít.

8.2.4. Tính trục theo độ bền mỏi

Do trong quá trình làm việc, trục chịu ứng suất thay đổi theo chu kỳ lặp lại, mặt khác trục có kết cấu khá phức tạp gây tập trung ứng suất lớn vì vậy khi làm việc trục chủ yếu bị gãy hỏng do hiện tượng mỏi. Vì vậy cần phải xét đến các yếu tố này trong quá trình tính trục. Tính trục theo độ bền mỏi thường tiến hành theo phương pháp hệ số an toàn mỏi được xác định như sau:

$$s = \frac{s_s s_r}{\sqrt{s_s^2 + s_r^2}} \geq [s] \quad (8.2)$$

THƯ VIỆN HUBT

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Với:
$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\beta \cdot \varepsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} \quad (8.3a)$$

và
$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\beta \cdot \varepsilon_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} \quad (8.3b)$$

là các hệ số an toàn thành phần chỉ xét riêng thành phần ứng suất pháp và ứng suất tiếp.

Trong đó: σ_{-1} , τ_{-1} là các ứng suất giới hạn mỏi của vật liệu chế tạo trục.

σ_a ; σ_m , τ_a , τ_m là các biên độ ứng suất và ứng suất trung bình, xác định tùy thuộc vào trục quay 1 hoặc 2 chiều.

Để xác định được các giá trị này cần tiến hành vẽ biểu đồ mômen uốn và mômen xoắn, cũng như xác định được đường kính trục và kích thước then.

– Nếu trục quay 1 chiều thì ứng suất pháp thay đổi theo chu trình đối xứng còn ứng suất tiếp thay đổi theo chu trình mạch động nên:

$$\sigma_a = M / W_u; \quad \sigma_m = 0 \quad \text{và} \quad \tau_a = T / 2W_0; \quad \tau_m = \tau_a$$

– Nếu trục quay 2 chiều thì cả ứng suất pháp và ứng suất tiếp thay đổi theo chu kỳ đối xứng nên: $\sigma_a = M / W_u$; $\sigma_m = 0$ và $\tau_a = T / W_0$; $\tau_m = 0$

Với M là mômen uốn tác dụng lên trục tại tiết diện tính toán.

W_u và W_0 là mômen chống uốn và xoắn của tiết diện trục. Với các tiết diện có then thì W_u và W_0 xác định theo các công thức cho trong bảng 8.4.

Bảng 8.4. Công thức xác định W_u và W_0 cho trục

Dạng trục	Công thức tính W_u	Công thức tính W_0
Trục đặc	$0,1d^3$	$0,2d^3$
Trục có 1 then Kích thước then b, t_1	$\frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 (d - t_1)^2}{2d}$	$\frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 (d - t_1)^2}{2d}$
Trục có 2 then Kích thước then b, t_1	$\frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 (d - t_1)^2}{d}$	$\frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 (d - t_1)^2}{d}$
Trục rỗng	$\frac{\pi \cdot d^3 (1 - \frac{1,54d_1}{d})}{32}$	$\frac{\pi \cdot d^3 (1 - \frac{1,54d_1}{d})}{16}$
Trục then hoa	$\zeta \frac{\pi d^3}{16}$	$\zeta \frac{\pi d^3}{32}$
	Then hoa thân khai: cỡ nhẹ $\xi = 1,115$; cỡ trung $\xi = 1,205$; cỡ nặng $\xi = 1,265$. Then hoa chữ nhật thì $\xi = 1$	

k_σ và k_τ là các hệ số tập trung ứng suất do hình dạng kết cấu trục (tại vị tiết diện kiểm nghiệm bền có thể có một số yếu tố gây tập trung ứng suất, vì vậy người thiết kế cần xác định được $k_{\sigma i}$ và $k_{\tau i}$ và tiến hành lấy giá trị cực đại làm giá trị tính toán, $k_\sigma = \max(k_{\sigma i})$ và $k_\tau = \max(k_{\tau i})$). Các giá trị $k_{\sigma i}$ và $k_{\tau i}$ được tra bảng phụ thuộc vào kết cấu cụ thể, bảng 8.5. Riêng ảnh hưởng của nhám bề mặt ($k_{\sigma n}$ và $k_{\tau n}$) sẽ được cộng thêm vào, nghĩa là ($k_\sigma + k_{\sigma n} - 1$ và $k_\tau + k_{\tau n} - 1$). Tuy nhiên nếu tại tiết diện kiểm nghiệm sử dụng kiểu lắp độ dôi thì yếu tố nhám bề mặt không tồn tại, nghĩa là $k_{\sigma n} = 1$ và $k_{\tau n} = 1$. Hệ số $k_{\sigma n}$ và $k_{\tau n}$ có thể tra bảng 8.6.

ε_σ và ε_τ là hệ số ảnh hưởng của kích thước trục đến độ bền mỏi, tra bảng 8.7 phụ thuộc đường kính trục.

Tại bề mặt lắp ghép độ dôi thì trị số $k_\sigma/\varepsilon_\sigma$ và k_τ/ε_τ có thể tra ở bảng 8.8

β là hệ số ảnh hưởng của phương pháp tăng bền bề mặt trục, tra bảng 8.9.

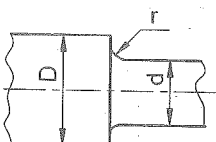
ψ_σ và ψ_τ là hệ số ảnh hưởng của thành phần ứng suất trung bình đến độ bền mỏi của trục, xác định tùy thuộc vào vật liệu chế tạo trục:

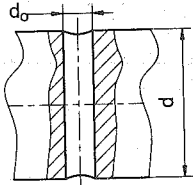
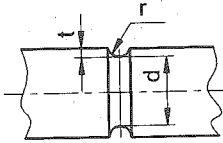
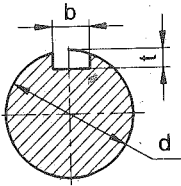
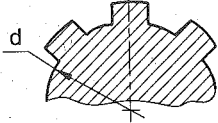
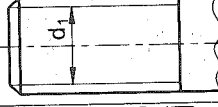
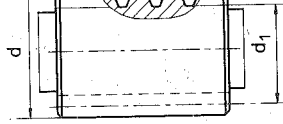
Với thép cacbon thì $\psi_\sigma = 0,10$ và $\psi_\tau = 0,05$.

Với thép hợp kim thì $\psi_\sigma = 0,15$ và $\psi_\tau = 0,10$.

Thay các đại lượng vào công thức để xác định S. Nếu thỏa mãn điều kiện (8.2) thì kết luận trục thỏa mãn điều kiện bền mỏi, trường hợp ngược lại thì không thỏa mãn và khi đó cần có các biện pháp xử lý.

Bảng 8.5. Hệ số tập trung ứng suất k_σ và k_τ phụ thuộc kết cấu trục

Dạng kết cấu gây tập trung ứng suất		k_σ			k_τ		
		Khi σ_b , MPa					
		≤ 700	≤ 900	>1000	≤ 700	≤ 900	> 1000
	Góc lượn $D/d = 1,05...1,2$ Khi $r/d = 0,02$	1,5	1,55	1,6	1,35	1,4	1,5
	$r/d = 0,04$	1,70	1,80	1,9	1,45	1,45	1,53
	$r/d = 0,06$	1,75	1,85	1,95	1,45	1,50	1,60

Dạng kết cấu gây tập trung ứng suất		k_σ			k_τ		
		Khi σ_b , MPa					
		≤ 700	≤ 900	>1000	≤ 700	≤ 900	> 1000
	Lỗ ngang Khi $d_0/d < 0,1$ Khi $d_0/d < 0,15...0,25$	1,9 1,8	2,15 1,9	2,30 2,10	1,75 1,75	1,75 1,75	1,75 1,75
	Rãnh vòng $t = r$ Khi $r/d = 0,01$ $r/d = 0,03$ $r/d = 0,05$	2,20 2,10 1,95	2,40 2,20 2,10	2,60 2,35 2,25	1,75 1,65 1,50	1,95 1,80 1,65	2,20 2,05 1,80
	Rãnh then Phay ngón Phay đĩa	1,76 1,45	2,20 1,65	2,3 1,80	1,70 1,40	1,90 1,50	2,10 1,60
	Then hoa chữ nhật Then hoa thân khai	1,60 1,60	1,65 1,65	1,75 1,75	2,45 1,50	2,55 1,55	2,70 1,58
	Ren thường	2,20	2,35	2,50	1,70	1,80	2,00
	Trục vít	2,2	2,3	2,4	1,20	1,35	1,40

Bảng 8.6. Hệ số trạng thái bề mặt $k_{\sigma n}$ và $k_{\tau n}$

Phương pháp tăng gia công và độ nhẵn bề mặt	Khi σ_b , MPa			
	400	600	800	1200
Mài: $R_a = 0,32...0,16$	1	1	1	1
Tiện tinh: $R_a = 2,5...0,63$	1,05	1,06	1,10	1,25
Tiện thô: $R_a = 80...20$	1,2	1,20	1,25	1,5

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Bảng 8.7. Hệ số kích thước ε_σ và ε_τ

	Đường kính trục, d(mm)							
	15-30	30-40	40-50	50-60	60-70	70-90	90-120	>120
Thép cacbon, ε_σ	0,91	0,88	0,84	0,81	0,78	0,75	0,70	0,68
Thép hợp kim, ε_σ	0,83	0,77	0,73	0,70	0,68	0,66	0,63	0,60
ε_τ	0,90	0,82	0,79	0,76	0,74	0,73	0,70	0,68

Bảng 8.8. Hệ số $k_\sigma/\varepsilon_\sigma$ và k_τ/ε_τ tại các bề mặt lắp chặt

Đường kính trục d, mm	Kiểu lắp	Giới hạn bền σ_b , MPa							
		400	500	600	700	800	900	1000	1200
$k_\sigma/\varepsilon_\sigma$									
30...50	k_6	1,69	1,88	2,06	2,25	2,44	2,63	2,82	3,19
50...100	k_6	2,06	2,28	2,52	2,75	2,97	3,20	3,45	3,90
	s_6	2,75	3,05	3,33	3,66	3,96	4,28	4,60	4,80
k_τ/ε_τ									
30...50	k_6	1,41	1,53	1,64	1,74	1,86	1,98	2,04	2,30
50...100	r_6	2,25	2,50	2,75	3,00	3,25	3,50	3,70	4,20
	k_6	1,64	1,87	2,03	2,16	2,26	2,45	2,57	2,75
	s_6	2,05	2,23	2,53	2,60	2,73	3,06	3,20	3,60

Bảng 8.9. Hệ số chất lượng bề mặt β

Phương pháp tăng bền bề mặt	σ_b bền trong lõi, MPa	Hệ số tăng bền β		
		Trục trơn	Trục có $k_\sigma \leq 1,5$	Trục có $k_\sigma > 1,5$
Cơ học : Lăn nén	600...1500	1,1...1,25	1,5...1,60	1,7...2,0
Phun bi	600...1500	1,2...1,30	1,5...1,60	1,8...2,1
Thấm nitơ,	900...1200	1,1...1,25	1,5...1,70	1,7...2,10
Thấm cacbon, xianua	400...600	1,8...2,0	3	—
	700...800	1,4...1,50	3	—
	1000...2000	1,2...1,30	2	—
Tôi bề mặt bằng dòng cao tần	600...800	1,5...1,70	1,6...1,70	2,4...2,80
	800...1000	1,3...1,50	1,2...1,30	—



**THƯ VIỆN
HUBT**

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Ghi chú: Để xác định được các đại lượng trong công thức (8.2) thì cần thực hiện đầy đủ các bước thiết kế trục (xem mục các bước thiết kế trục).

Các giải pháp khi trục không thoả mãn bền mỏi

- Thay đổi kết cấu trục để giảm tập trung ứng suất (giảm k_σ và k_τ).
- Sử dụng các phương pháp tăng bền bề mặt.
- Giảm độ nhám bề mặt tại các tiết diện có lắp ghép.
- Sử dụng vật liệu có độ bền cao hơn.
- Tăng đường kính trục, với giải pháp này cần lưu ý là khi tăng đường kính trục không làm thay đổi hình dạng và kết cấu các chi tiết lắp trên đó.

8.2.5. Tính trục theo độ cứng

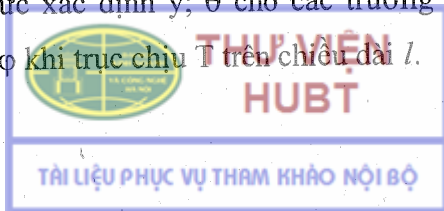
Trong một số trường hợp như trục chính của máy cắt gọt kim loại, trục động cơ điện,... thì ngoài yêu cầu về độ bền trục cần đảm bảo độ cứng (khi trục có độ cứng nhỏ sẽ gây nên biến dạng lớn và điều này tất nhiên sẽ ảnh hưởng xấu đến tình trạng làm việc của các chi tiết liên quan như bánh răng, ổ đặc biệt là ổ trượt,... và cuối cùng là ảnh hưởng đến tính chất động lực của hệ thống). Thường tính độ cứng trục theo biến dạng uốn hoặc biến dạng xoắn thể hiện:

$$y \leq [y] \text{ hoặc } \theta \leq [\theta] \quad (8.4a) \text{ (cho các trục chịu uốn)}$$

$$\text{và } \varphi \leq [\varphi] \quad (8.4b) \text{ (cho các trục chịu xoắn)}$$

Trong đó y , θ và φ là độ võng, góc xoay khi uốn và góc xoay khi xoắn của trục khi chịu tải.

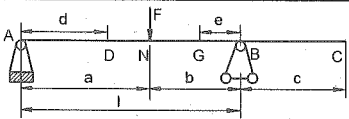
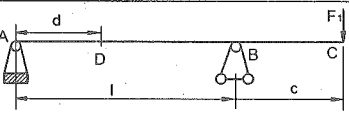
$[y]$, $[\theta]$, $[\varphi]$ là các biên dạng cho phép được xác định tùy thuộc vào yêu cầu làm việc của trục trong cơ cấu máy, có thể tham khảo bảng (8.10). Bảng (8.11) cho các công thức xác định y ; θ cho các trường hợp chịu tải khác nhau và công thức tính φ khi trục chịu T trên chiều dài l .



Bảng 8.10. Giá trị cho phép $[\gamma]$, $[\theta]$ và $[\varphi]$ cho một số ứng dụng cụ thể

TT	Các ứng dụng cụ thể	$[\gamma]$	$[\theta]$	$[\varphi]$
1	Với các trục trong máy công tác nói chung	$(0,0002...0,0003)/l$		9.10^{-3}rad/l
2	Trục lắp bánh răng trụ, m là môđun	$\leq 0,01m$	$\leq 0,001 \text{rad}$	
3	Trục lắp bánh răng côn, m_e là môđun	$0,005m_e$	—	
4	Các trục trên đó lắp ổ: ổ trượt ổ bi đỡ ổ lồng cầu		$\leq 0,001 \text{rad}$ $\leq 0,01 \text{rad}$ $\leq 0,05 \text{rad}$	
5	Trục HGT, hộp tốc độ,... (với $l = 1 \text{ mét}$)			$1,5 \text{rad/l}$
6	Trục máy khoan (với $l = 20...25)d$			$17,5 \text{rad/l}$

Bảng 8.11. Công thức tính độ võng và góc xoay của trục

Góc xoay θ , rad			Góc xoắn φ , rad
θ_A	$\frac{F.a.b.(l+b)}{6.E.J.I}$	$\frac{F_1.c.l}{6.E.J}$	$\varphi = \frac{T.I}{G.J_0}$ Trong đó: T mômen xoắn; l chiều dài đoạn trục chịu T; J_0 là mômen quán tính độc cực tiết diện trục và G là môđun đàn hồi chống trượt của vật liệu trục
θ_B	$\frac{F.a.b.(l+b)}{6.E.J.I}$	$\frac{F_1.c.l}{63E.J}$	
θ_C	θ_B	$\frac{F_1.c.(2l+3c)}{6.E.J}$	
θ_D	$\frac{F.b.(l^2 - b^2 - 3d^2)}{6.E.J.I}$	$\frac{F_1.c.(3d^2 - l)}{6.E.J.I}$	
θ_E	$\frac{F.a.(l^2 - a^2 - 3e^2)}{6.E.J.I}$	—	
θ_H	$\frac{F.a.b(b-a)}{3.E.J.I}$	—	
γ_D	$\frac{F.b.d(l^2 - b^2 - d^2)}{6.E.J.I}$	$\frac{F_1.c.d.(l^2 - d^2)}{6.E.J.I}$	
γ_E	$\frac{F.d.(l^2 - b^2 - d^2)}{6.E.J.I}$	—	
γ_H	$\frac{F.a^2.b^2}{3.E.J.I}$	—	
γ_C	θ_{BC}	$\frac{F_1.c^2.(l+c)}{3.E.J}$	

8.2.6. Tính toán dao động của trục

Bài toán về tính toán động lực học (dao động) của hệ thống nói chung và của trục nói riêng là khá phức tạp. Các vấn đề liên quan đến dao động và rung động của hệ thống và của trục nói riêng được trình bày trong các tài liệu chuyên khảo. Trục có thể bị dao động dọc, dao động ngang và dao động xoắn, trong đó dao động ngang và dao động xoắn là đáng quan tâm nhất vì tần số của các dao động này tương đối thấp dễ gây ra hiện tượng cộng hưởng. Xét trường hợp đơn giản và thường gặp: trục quay với tốc độ n (vg/ph), khối lượng m với độ lệch tâm e (bỏ qua khối lượng của trục quay). Khi trục quay, dưới tác dụng của lực li tâm, trục bị biến dạng uốn một khoảng y và làm tăng sự lệch tâm khối lượng quay $r = y + e$. Lực ly tâm được xác định theo công thức:

$$F_{lt} = m.(y+e).\omega^2 \quad (a)$$

Gọi:
$$c = \frac{F_{lt}}{y} \quad (b)$$

là lực gây nên một đơn vị độ võng

Từ (a) và (b), suy ra:
$$y = \frac{e.m}{\frac{c}{m} - \omega^2} \quad (8.5)$$

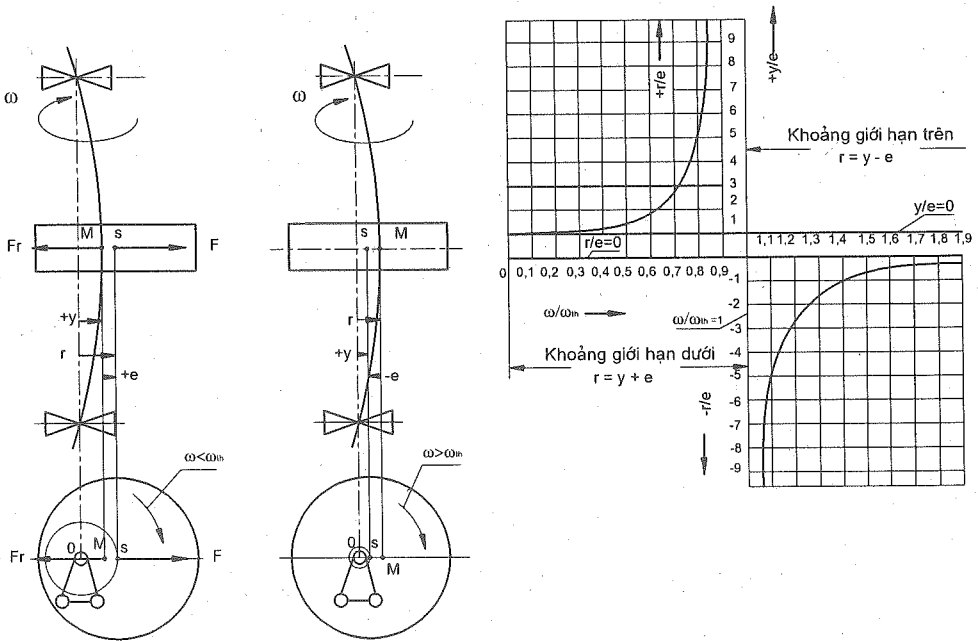
Từ (8.5), thấy rằng khi $\omega^2 = \frac{c}{m}$ thì $y = \infty$, nghĩa là trục có độ võng rất lớn và bị gãy hỏng. Như vậy ta sẽ tồn tại sự cộng hưởng nguy hiểm với tần số góc gọi là tần số góc tới hạn ω_{th} hoặc n_{th} xác định như sau:

$$\omega_{th} = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (8.6a) \quad \text{và} \quad n_{th} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (8.6b)$$

Khi $\omega > \omega_{th}$ thì y sẽ nhận giá trị âm và độ võng y sẽ được điều chỉnh trong vùng giới hạn trên ngược chiều với độ lệch tâm e và trọng tâm S nằm giữa vùng trọng tâm M và đường tâm trục quay 0-0 (hình 8.12b).

Nếu ω tiếp tục tăng thì giá trị của r càng ngày càng nhỏ và đạt đến $r = 0$ trục tự động chạy ổn định hơn khoảng giới hạn dưới. Mỗi quan hệ r/e luôn lớn hơn 1 và tăng qua giá trị $\omega/\omega_k = 0,8$ rất nhanh. Ngược lại trong khoảng giới hạn trên giá trị r/e giảm rất nhanh và đạt giá trị $r/e = 1,0$ tại $\omega/\omega_k = \sqrt{2}$; đạt giá trị $r/e = 0,5$ tại $\omega/\omega_k = \sqrt{3}$. Tuy nhiên khi tăng tần số dao động sẽ

làm giảm lực ly tâm. Khi tỷ số $n/n_k = \omega/\omega_k$ tăng từ 1,1 lên 1,41 thì r/e giảm từ 4,762 xuống 1 và lực ly tâm giảm đến 2,88 lần.



Hình 8.8

a,b) Mối quan hệ r/e và y/e phụ thuộc vào ω/ω_k ; c) Khoảng tần số giới hạn trên và dưới của trục

8.3. CÁC BƯỚC THIẾT KẾ TRỤC

Thiết kế trục thường theo thứ tự sau:

1. Chọn vật liệu, phương pháp nhiệt luyện và xác định các ứng suất giới hạn.

2. Xác định lực tác dụng lên trục:

a) Xác định các vectơ lực tác dụng (vẽ sơ đồ lực tác dụng).

b) Xác định giá trị các lực.

3. Tính thiết kế trục (tính sơ bộ)

a) Tính đường kính sơ bộ trục.

b) Xác định khoảng cách giữa các điểm đặt lực: l_{ij}

Xác định chiều dài máy σl_{mi} và chọn các yếu tố $k_1, k_2, \dots$, chọn chiều rộng ổ lăn, vẽ phác thảo bộ phận đang thiết kế với vị trí các chi tiết lắp trên trục để xác định khoảng cách (chiều dài) giữa các điểm đặt lực l_{ij} .

4. Tính trục theo độ bền mỗi (thường tiến hành theo các trình tự sau đây)

a) Xác định sơ đồ lực và sơ đồ tính trục

b) Xác định phản lực và vẽ biểu đồ mômen M_{ux} ; M_{uy} , T và biểu đồ lực cắt (chỉ những đoạn trục không chịu uốn hoặc xoắn thì ứng suất cắt mới đóng vai trò quan trọng). Đối với các trục (ví dụ trên trục bánh răng nghiêng, bánh răng côn và trục vít hay trên trục bánh vít chịu lực dọc trục F_a) tùy thuộc vào việc bố trí ổ lăn mà có đoạn trục chịu thêm lực nén gây nên ứng suất nén. Nhìn chung ứng suất nén là khá nhỏ và trong thực tế ứng suất nén lại cải thiện độ bền mỗi của trục vì vậy có thể bỏ qua ứng suất nén do lực F_a gây ra).

c) Tính gần đúng đường kính trục theo M_{td} và T .

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\sigma]}} \quad (8.7)$$

Trong đó: $M_{td} = \sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2 + 0,75T^2}$

Sau khi tính được đường kính trục theo (8.7), tiến hành chọn đường kính các đoạn trục trên đó có lắp ghép các chi tiết như lắp ổ lăn, lắp bánh răng,...

Chú ý: Khi chọn đường kính các đoạn trục có lắp các chi tiết (ổ lăn, bánh răng, bánh đai, đĩa xích, bánh vít hay khớp nối,...) thì cần đảm bảo các yêu cầu sau đây:

a) Trục cần đủ độ bền (đảm bảo điều kiện bền tĩnh, nghĩa là $d_{min} > d$ tính theo (8.1) hoặc (8.7)) và điều kiện bền mỗi $s > [s]$).

b) Trục phải có tính công nghệ, thể hiện những yếu tố sau đây:

– Công nghệ chế tạo trục và các chi tiết lắp trên trục, muốn vậy đường kính *thân trục* được chọn theo dãy tiêu chuẩn đường kính trục, còn đường kính *ngõng trục* được chọn theo dãy tiêu chuẩn đường kính trong ổ lăn.

– Điều kiện lắp ghép, thể hiện các chi tiết lắp trên trục phải lắp được và dễ lắp.

d) Chọn kích thước then và tiến hành kiểm nghiệm then theo độ bền cắt và độ bền dập.

Chú ý: Để thuận tiện cho việc chế tạo rãnh then trên trục thì các then nên có cùng chiều rộng b.

e) Vẽ sơ bộ kết cấu trục theo kích thước trục và then đã chọn.



Chú ý:

- Khi thiết kế kết cấu trục thì kết cấu trục cần thể hiện được đầy đủ các yếu tố như cố định các chi tiết lắp trên trục theo phương tiếp tuyến (ghép then, ghép độ đôi,...), và theo phương chiều trục (cần có vai trục, gờ trục kết hợp với bạc chặn, vòng lò xo).
- Cần thể hiện chi tiết lắp trên trục (trọng trung) và ghi rõ mỗi lắp ghép giữa chi tiết lắp với trục (đường kính danh nghĩa mỗi ghép, hệ thống lắp ghép và kiểu lắp).

e) Kiểm nghiệm hệ số an toàn theo kết cấu đã chọn, nên tiến hành kiểm nghiệm ở một số tiết diện.

Ghi chú: Hệ số an toàn mỗi xác định theo công thức (8.2). Nếu điều kiện (8.2) thỏa mãn thì kết luận là kích thước và kết cấu trục đã chọn thỏa mãn điều kiện bền mỏi. Nếu không thỏa mãn, nghĩa là $s < [s]$ thì trục không đảm bảo độ bền mỏi. Trong trường hợp này cần có các giải pháp để đảm bảo khi làm việc trục không bị gãy do mỏi (xem các giải pháp tăng độ bền mỏi của trục).

5. Tính kiểm nghiệm trục theo độ cứng và theo dao động.

8.4. VÍ DỤ MINH HOẠ VỀ THIẾT KẾ TRỤC HỘP GIẢM TỐC

Thiết kế trục cho HGT côn trụ (hình 8.9), biết $T_1 = 28514\text{Nmm}$; $T_2 = 115414\text{Nmm}$ và $T_3 = 511820\text{Nmm}$, các số liệu khác như kích thước bánh răng,... lấy theo các ví dụ ở chương 5.

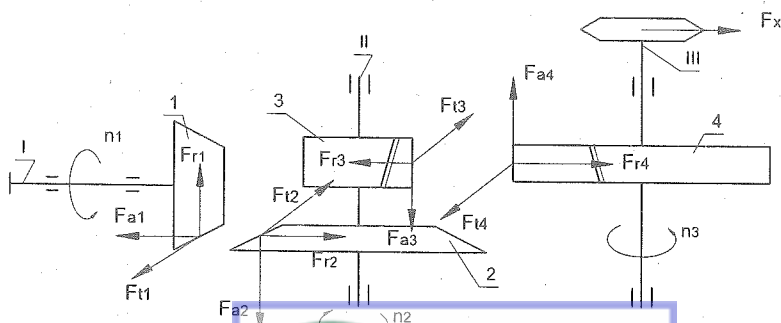
1. Chọn vật liệu chế tạo trục.

Chọn vật liệu chế tạo trục trong HGT đều là thép C45, tôi cải thiện có $\sigma_b > 600\text{MPa}$

Vậy: $[\sigma] = 60\text{MPa}$; $[\tau] = 140\text{MPa}$; $\tau_1 = 100\text{MPa}$ và $\sigma_1 = 260\text{MPa}$.

2. Xác định lực tác dụng lên trục

a) Xác định các vectơ lực (hình 8.9)



Hình 8.9. Lực tác dụng lên các trục trong HGT côn trụ

b) Xác định giá trị các lực tác dụng lên trục. Trong thí dụ trên, bao gồm các lực sau:

– Lực do khớp nối gây ra trên trục lắp khớp xác định theo công thức sau:

$$F_k = (0,2 \dots 0,3) F_t = (0,2 \dots 0,3) \cdot 2 \cdot T_1 / D_0$$

Với T_1 là mômen xoắn trên trục lắp khớp (trong trường hợp đang xét là trục vào).

D_0 đường kính qua tâm chốt (nếu là nối trục đàn hồi). Trường hợp này $D_0 = 68$ mm.

Vậy $F_k = (0,2) \cdot (2) \cdot (28185) / (68) = 165$ N.

– Lực do bộ truyền xích gây ra trên trục lắp đĩa xích $F_x = 1580$ N.

– Lực tác dụng do các bánh răng gây ra, (giá trị các lực này lấy ở ví dụ tính bánh răng ở chương 5):

Ở cặp bánh răng côn	Trên cặp bánh trụ răng nghiêng
$F_{t1} = 2 \cdot T_1 / d_{m1} = 866$ N = F_{t2}	$F_{t3} = 2T_2 / d_3 = 3913,6$ N = F_{t4}
$F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha \cos \delta_1 = 307$ N = F_{a2}	$F_{r3} = F_{t3} \tan \alpha / \cos \beta = 1390$ N = F_{r4}
$F_{a1} = F_{t1} \tan \alpha \sin \delta_1 = 70$ N = F_{r2}	$F_{a3} = F_{t3} \cdot \tan \beta = 892$ N

3. Tính thiết kế trục

a) Xác định sơ bộ đường kính trục

$$d_{sb} = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]}}$$

Với T là mômen xoắn trên các trục.

Theo kết quả ở ví dụ 1 thì tìm được $d_1 = 20$ mm; $d_2 = 30$ mm và $d_3 = 50$ mm.

b) Xác định khoảng cách giữa các điểm đặt lực l_{ij}

Theo kết quả ở ví dụ 1, ta có l_{ij} như sau:

$l_{11} = 65$ mm; $l_{12} = 60$ mm; $l_{13} = 40$ mm; $l_{21} = 65$ mm; $l_{22} = 55$ mm; $l_{23} = 64$ mm

$l_{31} = 70$ mm = l_{34} ; $l_{32} = 120$ mm và $l_{33} = l_{22} = 55$ mm

4. Tính trục theo độ bền mỏi

(Trình bày về cách tính kiểm nghiệm trục III của HGT côn trụ để minh họa cho bước này)

a) Tính trục I

b) Tính trục II

c) Tính trục III theo hệ số an toàn.

– Xác định lực và sơ đồ tính trục

Từ hình 8.9 và hình 8.6b ta xác định được lực và sơ đồ cũng như khoảng cách giữa các điểm đặt lực để tính toán kiểm nghiệm trục III (hình 8.13a,b) với giá trị các lực như sau:

$$F_{t4} = 3924$$
 N; $F_{r4} = 1392$ N; $F_{a4} = 894$ N; $d_4 = 261,56$ mm; $F_x = 1580$ N

– Xác định các phản lực và vẽ biểu đồ mômen

+ Trong mặt phẳng XOZ do các lực F_{t4} gây ra.

Giả sử phản lực có phương chiều như hình vẽ, ta có các phương trình cân bằng sau:

$$\Sigma X = R_{Ax} - F_{t4} + R_{Bx} = \quad (a)$$

$$\Sigma M_A = F_{t4} \cdot x_1 - R_{Bx} \cdot x_2 = 0 \quad (b)$$

Từ (b) suy ra:

$$R_{Bx} = \frac{F_{t4} \cdot x_1}{x_2} = \frac{(3914) \cdot (120)}{185} = 2538,8 \text{ N} \approx 2539 \text{ N}$$

Thay R_{Bx} vào (a), ta có:

$$R_{Ax} = F_{t4} - R_{Bx} = 1375 \text{ N}$$

– Trong mặt phẳng YOZ do các lực F_{r4} , M_{a4} ; F_x gây ra, ta có các phương trình cân bằng:

$$\Sigma y = -R_{Ay} + F_{r4} + F_x - R_{By} = 0 \quad (c)$$

$$\Sigma M_A = F_{r4} \cdot x_1 + M_{a4} - R_{By} \cdot x_2 - F_x \cdot x_3 = 0 \quad (d)$$

Từ (d) suy ra:

$$R_{By} = \frac{F_{r4} \cdot x_1 + M_{a4} + F_x \cdot x_3}{x_2} = \frac{(1390) \cdot (120) + (116656) + (1580) \cdot (275)}{185} = 3880,8 \text{ N}$$

Và: $R_{Ay} = F_{r4} + F_x - R_{By} = (1390) + (1580) - 3880,8 = -910,8 \text{ N}$

Giá trị của $R_{Ay} < 0$ chứng tỏ chiều của R_{Ay} ngược với chiều giả thiết ban đầu và cần phải đổi lại chiều trước khi vẽ biểu đồ mômen uốn.

Với: $M_{Fa4} = 0,5 \cdot F_{a4} \cdot d_4 = 116656 \text{ Nmm}$

Xác định phản lực toàn phần R_A và R_B

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{1375^2 + 910,8^2} = 1649 \text{ N} \quad \text{và} \quad R_B = 4637 \text{ N}$$

Từ giá trị của các phản lực, vẽ được các biểu đồ mômen và M_{ux} ; M_{uy} và T (hình 8.10cde)

Ghi chú: Quy ước biểu đồ mômen được vẽ về phía thứ bị căng.

– Chọn đường kính các đoạn trục:

+ Tính đường kính trục theo mô men tương đương (phép tính gần đúng trục).

Tại tiết diện C (chỗ lắp bánh răng trụ với trục):

$$d_c = \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \cdot [\sigma]}}$$

Bên phải C (đoạn CB): M_{Cf}

$$M_{Cf} = \sqrt{M_{uxf}^2 + M_{uyf}^2 + 0,75T^2} = \sqrt{165000^2 + 7352^2 + 0,75 \cdot 511820^2} = 471982 \text{ MPa}$$

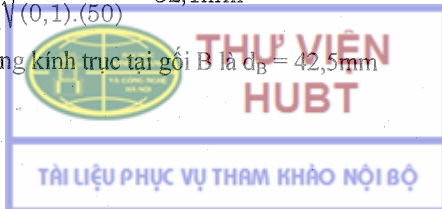
$$d_{Cf} = \sqrt[3]{\frac{M_{Cf}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{471982}{(0,1) \cdot (50)}} = 45,53 \text{ mm}$$

Bên trái C (đoạn AC): M_{Ct}

$$M_{Ct} = \sqrt{M_{uxt}^2 + M_{uyt}^2} = \sqrt{165000^2 + 109296^2} = 165520 \text{ MPa}$$

$$\text{Vậy: } d_{Ct} = \sqrt[3]{\frac{M_{Ct}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{110534}{(0,1) \cdot (50)}} = 32,1 \text{ mm}$$

Tương tự tính được đường kính trục tại gối B là $d_B = 42,5 \text{ mm}$



+ Xuất phát từ yêu cầu độ bền, lắp ghép, công nghệ và dựa vào đường kính tính tại các tiết diện, ta chọn đường kính các đoạn trục như sau:

Tại tiết diện lắp ổ lăn: $d_A = d_B = 45 \text{ mm}$

Tại tiết diện lắp ổ bánh răng: $d_C = 48 \text{ mm}$ và tại chỗ lắp đĩa xích $d_D = 42 \text{ mm}$
(tại d_C và d_D chọn theo dãy tiêu chuẩn đường kính trục và gần nhất).

Giá trị các lực:

$$F_{t4} = 3914 \text{ N}$$

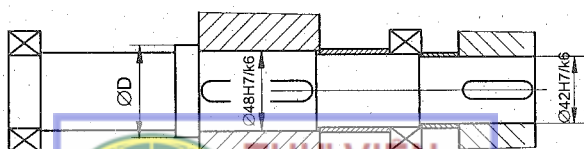
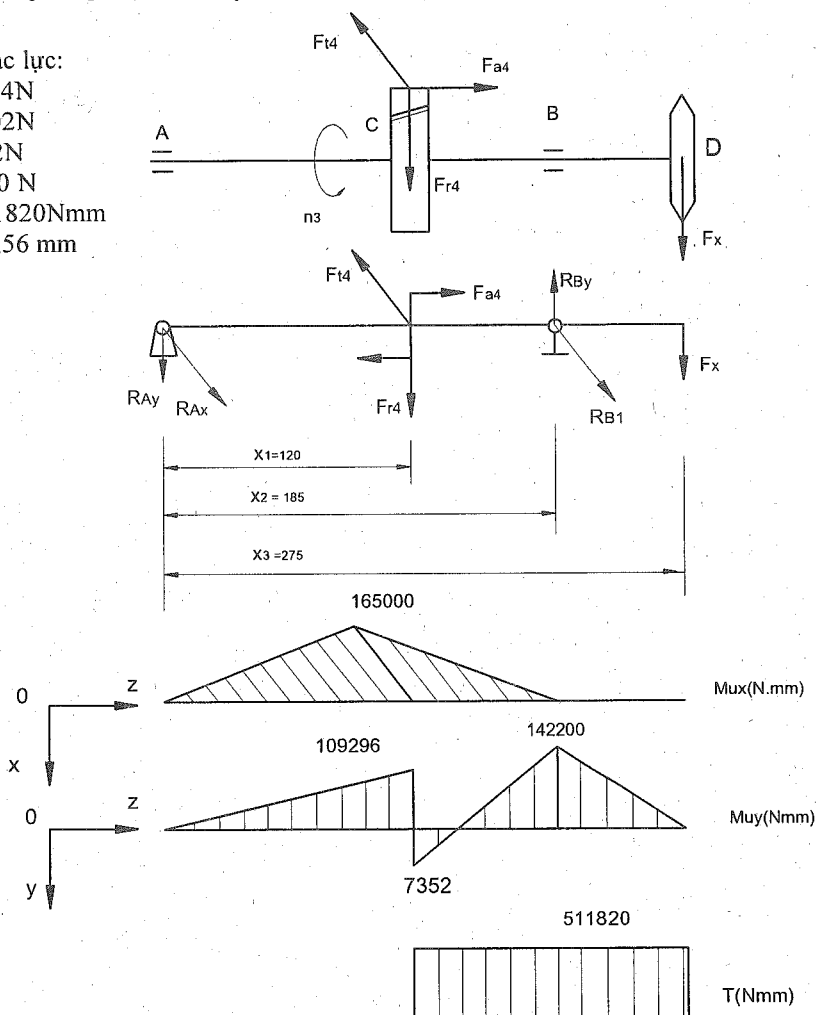
$$F_{r4} = 1302 \text{ N}$$

$$F_{a4} = 892 \text{ N}$$

$$F_x = 1580 \text{ N}$$

$$T_3 = 511820 \text{ Nmm}$$

$$d_4 = 261,56 \text{ mm}$$



Hình 8.10. biểu đồ mômen và kết cấu trục III

d) Chọn then và kiểm nghiệm bền của then

Tại tiết diện C (lắp bánh răng): với $d = 48\text{mm}$ và $l_m = 80\text{mm}$, ta có kích thước then $b \cdot h \cdot l = 14 \cdot 9 \cdot 70$ và $t_1 = 5,5$; $t_2 = 3,8$. ($b = 14$; $h = 9$. Chiều dài then $l = (0,85..0,95)l_m = (0,85..0,95) \cdot (80) = (68..76)$ vậy chọn chiều dài then $l = 70\text{mm}$).

Tương tự tại tiết diện lắp đĩa xích có $d = 42\text{mm}$, $l_{mx} = 1,25d = 50\text{mm}$, kích thước then $b \cdot h \cdot l = 12 \cdot 8 \cdot 45$ và $t_1 = 5$; $t_2 = 3,3$.

Kiểm nghiệm độ bền của then

– Tại tiết diện lắp bánh răng:

$$\text{Điều kiện bền dập: } \sigma_d = \frac{F_t}{A_d} = \frac{F_t}{l_t(h - t_1)} = \frac{21326}{(56) \cdot (3,5)} = 108\text{MPa} < [\sigma_d] = 120\text{MPa}$$

$$\text{Điều kiện bền cắt: } \tau_c = \frac{F_t}{A_{cd}} = \frac{F_t}{l_t \cdot b} = \frac{21326}{(56) \cdot (14)} = 27,2\text{MPa} < [\tau] = 90\text{MPa}$$

Trong đó: $l_t = l - b = 70 - 14 = 56\text{mm}$ (chiều dài tính toán của then)

$$F_t \text{ lực tác dụng lên then: } F_t = \frac{2 \cdot T}{d_c} = \frac{2 \cdot 511820}{48} = 21326\text{N}$$

Với then bằng thép C45, va đập nhẹ nên $[\sigma]_d = 120\text{MPa}$ và $[\tau]_c = 90\text{MPa}$.

– Tiến hành tương tự tại tiết diện lắp đĩa xích, tại đây phải sử dụng hai then bằng và kết quả:

$$\sigma_d = 97\text{MPa} < [\sigma]_d = 120\text{MPa}$$

$$\tau_c = 27\text{MPa} < [\tau]_c = 90\text{MPa}$$

e) Vẽ sơ bộ kết cấu trục (hình 8.10f)

f) Kiểm nghiệm trục theo hệ số an toàn (cần tiến hành kiểm nghiệm tại một số tiết diện)

– Tại tiết diện lắp bánh răng, phía bên phải

$$\text{Điều kiện bền mỏi của trục cần thỏa mãn: } s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s]$$

Hệ số an toàn chỉ xét riêng ảnh hưởng của ứng suất pháp và ứng suất tiếp:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\beta \cdot \varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \quad \text{và} \quad s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\beta \cdot \varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}$$

Trong đó:

– σ_a ; σ_m ; τ_a và τ_m là các biên độ ứng suất và ứng suất trung bình.

Do trục quay 1 chiều nên ứng suất pháp thay đổi theo chu trình đối xứng còn ứng suất tiếp thay đổi theo chu trình mạch động và:

$$\sigma_a = M / W_u = 165164 / 7954 = 21,7\text{MPa}; \sigma_m = 0$$

$$\tau_a = T / 2W_0 = 511820 / 89403 = 5,7\text{MPa}; \tau_m = \tau_a$$

Với M – mômen uốn tác dụng lên trục tại tiết diện tính toán và $M = 165164\text{Nmm}$

$$M = \sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2} = \sqrt{165000^2 + 7352^2} = 165164\text{MPa}$$

Và do tiết diện có then nên W_u và W_0 xác định theo công thức ở bảng (8.3), ta có:

$$W_u = 7954 \text{ mm}^3 \text{ và } W_0 = 89403 \text{ mm}^3$$

– k_σ và k_τ là hệ số tập trung ứng suất do hình dạng, kết cấu gây nên. Do tại tiết diện tính toán có nhiều yếu tố gây tập trung ứng suất nên

Do góc lượn giữa phần chuyển tiếp, với $r/d =$ tra bảng (8.4): $k_\sigma = 1,9$ và $k_\tau = 1,55$

Do rãnh then, với then bằng đầu tròn, tra bảng (8.4): $k_\sigma = 1,76$ và $k_\tau = 1,70$

Do kích thước trục, với đường kính trục $d = 48\text{mm}$ tra bảng (8.6): $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0,84$

Bề mặt trục được gia công tinh và do tại đây có lắp độ dôi nên $k_{\sigma m} = k_{\tau m} = 1$.

Vậy $k_\sigma/\varepsilon_\sigma = 1,9 / 0,84 = 2,26$ và $k_\tau/\varepsilon_\tau = 1,7 / 0,84 = 2,02$.

Với kiểu lắp k_6 tra bảng (8.7) được $k_\sigma/\varepsilon_\sigma = 2,25$ và $k_\tau/\varepsilon_\tau = 1,74$

Vậy giá trị tính toán $k_\sigma/\varepsilon_\sigma = 2,26$ và $k_\tau/\varepsilon_\tau = 2,02$

– Vật liệu chế tạo trục là thép cacbon nên $\psi_\sigma = 0,10$ và $\psi_\tau = 0,05$

Thay vào xác định các hệ số an toàn thành phần như sau:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\beta \cdot \varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{260}{(2,26) \cdot (21,7) + (0,1) \cdot (0)} = 5,3$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\beta \cdot \varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{100}{(2,02) \cdot (5,7) + (0,05) \cdot (5,7)} = 8,47$$

$$\text{Vậy: } s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{(5,3) \cdot (8,47)}{\sqrt{5,3^2 + 8,47^2}} = 4,91 > [s] = 2,5$$

– Tại tiết diện lắp ổ lăn

Có thể thấy ngay tại đây hệ số an toàn mỗi cũng khá lớn do ứng suất thay đổi không đáng kể, và hệ số tập trung ứng suất còn nhỏ hơn so với tiết diện lắp bánh răng.

CÂU HỎI ÔN TẬP

Câu 1. Thế nào là trục trơn, trục bậc? Vì sao trong thực tế trục bậc được sử dụng nhiều nhất? Trong những trường hợp nào nên sử dụng trục trơn?

Câu 2. Khi lựa chọn đường kính các đoạn trục, người thiết kế cần quan tâm đến những vấn đề gì? Vì sao vậy?

Nêu các giải pháp công nghệ và giải pháp kết cấu để nâng cao độ bền mỏi của trục.

Câu 3. Vì sao phải tính trục theo độ bền mỏi? Trình bày phương pháp tính trục theo hệ số an toàn. Khi $s < [s]$ thì giải quyết thế nào?

Khi trục quay 1 chiều (2 chiều) thì ứng suất uốn và ứng suất xoắn thay đổi theo chu trình nào? Xác định các đại lượng đặc trưng khi biết T , M , W_u và W_o .

Chương 9

Ổ TRƯỢT

Trục quay được nhờ gối đỡ trục, như vậy gối đỡ trục có nhiệm vụ đỡ các trục quay và tiếp nhận các tải trọng từ trục sau đó truyền lên thân ổ (vỏ hộp), đồng thời giảm ma sát giữa các bề mặt có chuyển động tương đối với nhau.

Tùy thuộc vào ma sát sinh ra trong ổ mà gối đỡ trục được phân ra:

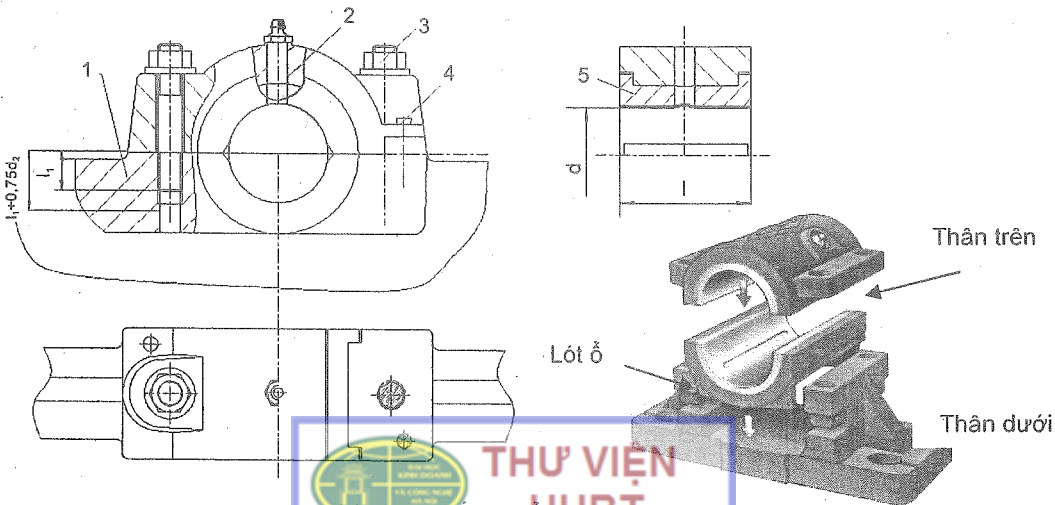
- Gối đỡ trục là ổ trượt (ổ trượt): ma sát trong ổ là ma sát trượt.
- Gối đỡ trục là ổ lăn (ổ lăn): ma sát trong ổ là ma sát lăn.

9.1. KHÁI NIỆM CHUNG

9.1.1. Cấu tạo và phân loại

9.1.1.1. Cấu tạo

Hình 9.1 là cấu tạo của ổ trượt, bao gồm thân ổ (1&2) và lót ổ 5. Tùy thuộc vào loại ổ mà thân ổ có thể nguyên hoặc ghép. Ổ ghép bao gồm thân trên và thân dưới, các bulông 3 và chốt định vị 4 để kẹp chặt và định vị thân trên và thân dưới.



Hình 9.1. Cấu tạo ổ trượt

1. Thân dưới; 2. Thân trên; 3. Bulông; 4. Chốt định vị; 5. Lót ổ.

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

9.1.1.2. Phân loại ổ trượt

Có thể phân loại ổ trượt theo các cách sau:

Theo khả năng chịu tải gồm có ổ trượt đỡ; ổ trượt đỡ chặn và ổ trượt chặn (hình 9.2).

Theo dạng ma sát trong ổ, gồm có:

Ổ trượt ma sát ướt;

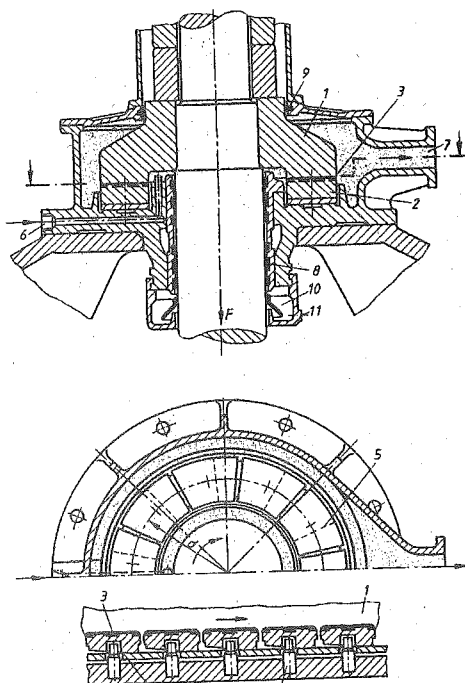
Ổ trượt ma sát nửa ướt;

Ổ trượt ma sát khô và nửa khô (ma sát hạn chế).

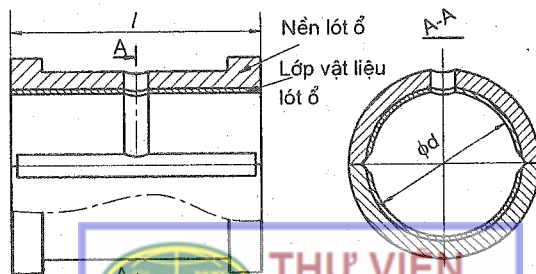
Theo hình dạng bề mặt làm việc của ổ trượt có thể là mặt trụ, mặt côn, mặt cầu hoặc mặt phẳng.

9.1.1.3. Cấu tạo và các thông số cơ bản của lót ổ

Lót ổ là phần quan trọng nhất của ổ trượt. Lót ổ có thể nguyên hoặc gồm nhiều mảnh ghép lại (hình 9.3 là bạc gồm hai mảnh). Lót ổ có thể có gờ hoặc không gờ. Bề mặt làm việc có thể là mặt trụ, mặt côn, mặt cầu hay mặt phẳng (ổ trượt chặn). Ở lót ổ có rãnh dầu bôi trơn (chú ý vị trí rãnh dầu được chọn sao cho vùng áp suất thủy động không bị phân chia thành nhiều vùng khác nhau). Tùy thuộc vào kích thước ổ và điều kiện chịu tải mà lót ổ gồm thân lót ổ và lớp vật liệu chịu ma sát tráng trên nền lót (lót ổ hai lớp vật liệu).



Hình 9.2. Ổ trượt chặn



Hình 9.3. Cấu tạo lót ổ

a) Các thông số cơ bản của lót ổ

Đường kính ngõng trục d (thường được xác định khi thiết kế trục).

Chiều dài lót ổ l , thường chọn theo tỷ số $l/d = 0,5 \dots 1,5$ (được chọn tùy thuộc vào độ chính xác chế tạo các chi tiết, tải trọng tác dụng và độ cứng của trục,...).

b) Vật liệu lót ổ

Vật liệu của lót ổ quyết định khả năng làm việc của ổ. Do điều kiện làm việc của ổ trượt khá phức tạp nên vật liệu của lót ổ cần đáp ứng các yêu cầu sau:

- Vật liệu phải có hệ số ma sát nhỏ.
- Vật liệu có khả năng chạy mòn và chống dính tốt.
- Vật liệu có khả năng dẫn nhiệt tốt và có hệ số dẫn nở nhiệt nhỏ.
- Vật liệu phải có độ bền mỏi cao và khả năng bám dính lên bề mặt vật liệu khác tốt.

Có thể sử dụng các loại vật liệu sau đây để chế tạo lót ổ:

Vật liệu kim loại, bao gồm:

- Các loại đồng thanh (BrSn10Pb1; BrSn10Pb10; BrSnPb30; BrSn5Zn5Pb5). Đồng thanh có đặc tính cơ cao nên làm việc thích hợp khi áp suất p và v trung bình, thích hợp cho các bạc nguyên với sản xuất hàng loạt lớn.
- Vật liệu Babbit (B83; B89; BK2; BH,...) là hợp kim có thành phần chủ yếu là thiếc hoặc chì tạo thành lớp vật liệu có tính ma sát tốt (giảm ma sát, giảm mòn và chống dính tốt), khả năng bám dính lên nền kim loại khác rất tốt vì vậy thường dùng cho bạc có hai lớp (nền bằng thép sau đó phủ lên bề mặt một lớp vật liệu chịu ma sát với chiều dày vài phần mười mm bằng phương pháp đúc ly tâm). Loại vật liệu này thường sử dụng để chế tạo lót ổ chịu p và v lớn của các ổ quan trọng (ổ trục khuỷu trong các loại xe ô tô).
- Gang xám (GX15-32; GX18-36) chỉ sử dụng để chế tạo lót ổ làm việc với áp suất p và vận tốc v nhỏ (thường $p < 2\text{MPa}$ và $v < 0,5\text{m/s}$).

Gốm kim loại là loại vật liệu được chế tạo bằng phương pháp ép kim loại dạng bột với chất kết dính, sau đó nung nóng ở nhiệt độ cao (khoảng $850 \dots 1100^\circ\text{C}$, áp suất khoảng 700atm). Đặc điểm của gốm kim loại là xốp, có nhiều lỗ rỗng bên trong nên khả năng ngâm dầu là rất tốt. Sau khi chế tạo xong đem ngâm trong dầu và dầu sẽ điền đầy các lỗ rỗng bên trong bạc. Khi sử dụng, dầu bên trong bạc sẽ bôi trơn cho bề mặt làm việc (tự bôi trơn). Tuy nhiên, ổ làm việc tốt nhất khi có thêm chất bôi trơn từ bên ngoài thông qua

nút chứa dầu. Vật liệu để chế tạo gồm kim loại có thể là: bột đồng thanh – graphit (gồm 9...10% thiếc, 1...4% graphit và đồng) hoặc bột sắt – graphit,...

Vật liệu không kim loại, bao gồm các loại:

Chất dẻo như tectôlit; nhựa polyamit, graphit hoặc teflone. Vật liệu chất dẻo có hệ số ma sát và hệ số mòn nhỏ. Ngoài ra một số chất dẻo còn có khả năng tạo lớp bôi trơn thể rắn trên bề mặt trục do hiện tượng chuyển dời khi ma sát sinh ra. Nếu lớp vật liệu này được hình thành thì ma sát và mài mòn của bạc sẽ giảm một cách đáng kể.

Ngoài chất dẻo còn có thể sử dụng gỗ, cao su làm bạc.

Vật liệu không kim loại chỉ sử dụng khi cơ cấu không thể bôi trơn bằng dầu hoặc khi ổ trục làm việc trong các môi trường ăn mòn. Chất dẻo có khả năng chống dính tốt, nhưng khả năng dẫn nhiệt lại kém nên chỉ sử dụng khi tải trọng và vận tốc nhỏ.

9.1.2. Vật liệu bôi trơn và phương pháp thực hiện bôi trơn ổ

9.1.2.1. Vật liệu bôi trơn

Bôi trơn bộ phận ổ (ổ trượt và ổ lăn) ngoài ý nghĩa giảm ma sát và mài mòn, tăng hiệu suất và tuổi thọ đồng thời bảo vệ chi tiết khỏi han gỉ và làm mát cho bộ phận thì bôi trơn tốt còn tăng khả năng tải của ổ (ổ bôi trơn thủy động). Vật liệu bôi trơn ổ bao gồm: dầu bôi trơn; mỡ bôi trơn và chất rắn bôi trơn.

Dầu bôi trơn: đây là vật liệu chủ yếu và tốt nhất để bôi trơn bộ phận ổ vì dầu cho phép thay thế ma sát ngoài của các vật rắn tiếp xúc thành ma sát trong của các chất lỏng do dầu có hai tính chất quan trọng nhất là *độ nhớt* và *tính năng bôi trơn* (có khả năng tạo ra màng mỏng chất bôi trơn để ngăn cách bề mặt tiếp xúc là lót ổ và ngõng trục).

Độ nhớt hoặc ma sát trong của chất lỏng là khả năng cản trượt của các lớp chất lỏng. Đây là nhân tố quan trọng, quyết định khả năng tải của lớp dầu và dựa vào độ nhớt để phân loại dầu.

Độ nhớt của dầu được ký hiệu:

Độ nhớt động lực, ký hiệu μ ($1\text{cP} = 10^{-3}\text{Pa.s}$ đọc là centypose).

Độ nhớt động, ký hiệu ν ($1\text{cSt} = 1\text{mm}^2/\text{s}$ đọc là centistoke).

Giữa hai loại độ nhớt này có mối liên hệ như sau: $\mu = \rho \cdot \nu$, trong đó ρ là khối lượng riêng của dầu ($\rho = 870...900\text{kg/m}^3$).

Độ nhớt của dầu bôi trơn thay đổi theo nhiệt độ và áp suất. Khi nhiệt độ tăng thì độ nhớt của dầu giảm xuống (xác định theo (9.1)) và độ nhớt của dầu tăng lên khi áp suất tăng (xác định theo (9.2)).

Các loại dầu khoáng và dầu thực vật:

$$\mu_t = \mu_o \left(\frac{t_o}{t} \right)^m \quad (9.1)$$

$$\mu_p = \mu_o e^{\alpha \cdot p} \quad (9.2)$$

Trong đó:

μ_o là độ nhớt ở nhiệt độ của dầu ứng với nhiệt độ t_o (thường khoảng 40°C) và áp suất bình thường.

μ_t và μ_p là độ nhớt ở nhiệt độ và áp suất làm việc: t° và p .

m là chỉ số: $m = 2,6 \dots 3$.

α là hệ số ảnh hưởng của áp suất đến độ nhớt, với dầu thì $\alpha = (1,5 \dots 4) 10^{-10} \text{Pa}^{-1}$.

Dầu bôi trơn bao gồm: dầu nhớt máy bay, dầu bôi trơn bánh răng, dầu nhớt dùng cho động cơ, dầu nhớt dùng cho máy biến thế... Bảng 9.1 giới thiệu một số loại dầu công nghiệp phân loại theo ISO trong đó chỉ số VG viết tắt Viscosity grade

Bảng 9.1. Độ nhớt động lực của một số loại dầu bôi trơn

Phân loại theo ISO	Độ nhớt động ở $t = 40^\circ\text{C}$ (cSt)	Độ nhớt động min, cSt	Độ nhớt động max, cSt
ISO VG 2	2,2	1,98	2,42
ISO VG 3	3,2	2,88	3,52
ISO VG 5	4,6	4,14	5,06
ISO VG 7	6,8	6,12	7,48
ISO VG 10	10	9,00	11,0
ISO VG 15	15	13,5	16,5
ISO VG 22	22	19,8	24,3
ISO VG 32	32	28,8	35,2
ISO VG 46	46	41,4	50,6
ISO VG 68	68	61,2	74,8
ISO VG 100	100	90,0	110
ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	195	242
ISO VG 320	320	288	352
ISO VG 460	460	414	506

Mỡ bôi trơn là hỗn hợp dầu khoáng (phổ biến là dầu công nghiệp 20, 30, 45) và chất làm đặc. Mỡ bôi trơn chủ yếu để giảm ma sát, chống ăn mòn và có tác dụng làm kín. Thường dùng khi ổ quay với vận tốc rất thấp và khi không bôi trơn được bằng dầu hoặc không cho phép bôi trơn bằng dầu (các ổ trong máy dệt). Mỡ bôi trơn bao gồm mỡ thông dụng và mỡ đặc biệt.

Chất rắn bôi trơn được sử dụng nhiều nhất là graphit, disunphit, mômipđen hoặc teflone,... Thực chất của chất bôi trơn rắn chính là nhờ hiện tượng chuyển dời của vật liệu bị mài mòn (bạc) lên bề mặt đối tiếp (trục). Khi hiện tượng này xảy ra thì các nhấp nhô bề mặt của ngõng trục bị lấp đầy và hiện tượng ma sát giữa bạc (chất dẻo) với trục (kim loại) (CD/KL) sẽ trở thành ma sát giữa CD/CD+KL. Nếu lượng vật liệu chuyển dời đủ nhiều và bám chặt lên bề mặt trục thì hiện tượng ma sát của CD/KL sẽ trở thành ma sát của CD/CD. Vật liệu chất dẻo có tính chất này bao gồm graphit, disunphit, mômipđen và teflone. Trong thực tế có thể chế tạo bạc bằng các loại vật liệu trên hoặc bằng phương pháp phủ lên bề mặt bạc kim loại một lớp rất mỏng dạng bột bằng graphit, disunphit, mômipđen hoặc teflone.

9.1.2.2. Các phương pháp thực hiện bôi trơn ổ

Với các ổ được bôi trơn bằng dầu thì có thể dùng các phương pháp khác nhau để đưa lượng dầu cần thiết vào bôi trơn cho ổ. Tùy thuộc vào áp suất, vận tốc và kết cấu cũng như vị trí của bộ phận ổ mà người thiết kế có thể lựa chọn các cách sau đây: bơm dầu, kết hợp ống dẫn dầu: khi có nhiều ổ cần bôi trơn nhưng vị trí các ổ lại nằm phân tán trong máy hoặc vệt dầu khi cần bôi trơn cho từng ổ riêng biệt. Các phương pháp bôi trơn cần phải có thiết bị cảnh báo và kiểm tra đảm bảo rằng ổ luôn luôn được bôi trơn tốt.

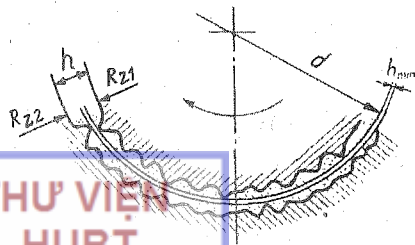
Với các ổ bôi trơn bằng mỡ thì cần có vú mỡ để tra mỡ vào ổ theo định kỳ.

9.1.3. Các dạng ma sát trong ổ

Tùy thuộc vào điều kiện bôi trơn mà khi ổ làm việc có thể phát sinh các dạng ma sát sau (hình 9.4):

9.1.3.1. Ma sát ướt

Được hình thành khi giữa bề mặt lót ổ và ngõng trục tồn tại lớp dầu bôi trơn có chiều dày lớn hơn tổng nhấp nhô bề mặt (hình 9.4).



Hình 9.4. Chế độ ma sát ướt của ổ trượt

Như vậy điều kiện để hình thành chế độ ma sát ướt sẽ là:

$$h \geq R_{z1} + R_{z2} \quad (9.3a)$$

Trong đó: h là chiều dày nhỏ nhất của lớp dầu.

R_{z1} và R_{z2} là chiều cao các nhấp nhô bề mặt ngồng trục và lót ổ.

Khi ổ làm việc ở chế độ ma sát ướt thì:

- Hệ số ma sát rất nhỏ $f = 0,001 \dots 0,008$.
- Hiệu suất cao và sinh nhiệt ít.
- Mài mòn bề mặt lót ổ sẽ rất nhỏ.

Trong thực tế, chế độ ma sát ướt có thể thực hiện bằng một trong hai cách sau: *Bôi trơn ổ bằng thủy động và bôi trơn bằng thủy tĩnh*. Chọn phương thức nào là tùy thuộc vào điều kiện làm việc cụ thể của bộ phận ổ.

9.1.3.2. Ma sát nửa khô

Khi điều kiện (9.3a) không thỏa mãn thì:

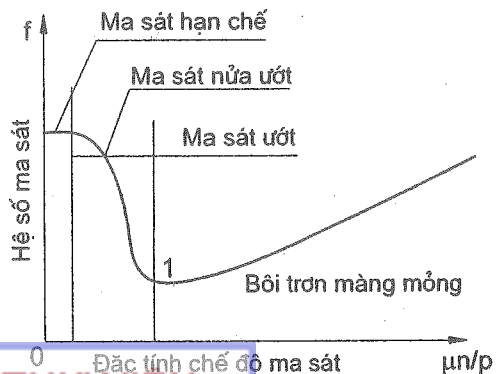
- Hệ số ma sát lớn $f = 0,01 \dots 0,1$
- Bề mặt của lót ổ bị mài mòn và hiệu suất của ổ thấp.

9.1.3.3. Ma sát khô và nửa khô

Chế độ ma sát khô chỉ xảy ra trong các thí nghiệm khi hai bề mặt tuyệt đối sạch tiếp xúc nhau. Trong thực tế thường trên bề mặt của chi tiết luôn tồn tại hơi nước, dầu mỡ bám lên bề mặt vì vậy xảy ra chế độ ma sát nửa khô. Ở chế độ ma sát này thì:

- Hệ số ma sát rất lớn $f = 0,1 \dots 0,3$ tùy thuộc vật liệu của lót ổ.
- Mài mòn, sinh nhiệt nhiều và tổn hao lớn.

Như vậy, tùy thuộc vào chế độ bôi trơn mà hình thành các chế độ ma sát trong ổ cũng khác nhau (hình 9.5). Nếu ổ làm việc ở chế độ ma sát ướt thì ngoài các ưu điểm đã nêu trên thì khả năng đồng tâm của gối đỡ trục rất tốt, khả năng chịu va đập của ổ và bộ phận máy cũng tăng và cuối cùng là độ tin cậy và tuổi thọ sẽ lâu dài hơn.



Hình 9.5. Sự thay đổi hệ số ma sát theo chế độ ma sát trong ổ

9.1.4. Định luật Petrov

Khảo sát cho trường hợp khi giữa 2 bề mặt tồn tại lớp chất lỏng thoa mỡ (9.3a), khi đó ma sát trên bề mặt của vật rắn biến thành nội ma sát của các lớp dầu bôi trơn.

$$\text{Theo định luật Niuton: } F_{ms} = \mu \cdot A \cdot 2v/\delta \quad (a)$$

$$\text{Mật khác lực ma sát: } F_{ms} = f \cdot R \quad (b)$$

$$\text{Từ (a) và (b), suy ra: } f = \frac{2\pi^2 d \mu n}{60 p \delta} \quad (9.4)$$

Trong đó :

$p = R/dl$ là áp suất trung bình.

δ là khe hở hướng kính.

$\mu n/p$ là đặc tính chế độ ma sát trong ổ.

Khi biết hệ số ma sát, ta có thể tính được mômen ma sát và công suất mất mát do ma sát trong ổ như sau: $T_{ms} = f \cdot R \cdot d/2$

$P_m = T_{ms} \cdot n / 9,55 \cdot 10^6$ và công suất mất mát sẽ chuyển hóa thành nhiệt làm cho ổ bị nóng.

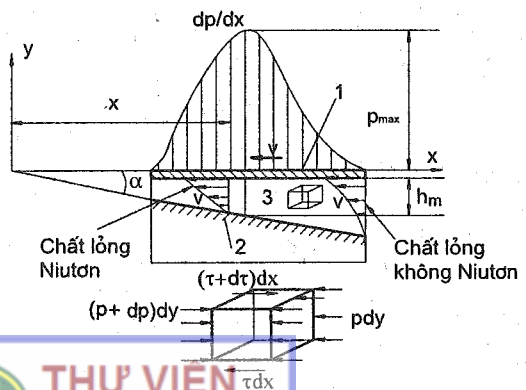
Ghi chú: Để tránh hiện tượng bề mặt bị cào xước, tích số $\mu n/p$ phải lớn hơn khoảng 5...6 lần giá trị tính tại điểm 1.

9.2. CƠ SỞ TÍNH TOÁN Ổ TRƯỢT

9.2.1. Nguyên lý bôi trơn thủy động

9.2.1.1. Thí nghiệm Raynol

Trên hình 9.6 mô tả thí nghiệm Raynol. Bao gồm hai tấm phẳng 1&2 tạo thành góc hình nêm α , chuyển động tương đối với vận tốc v có phương chiều như hình vẽ. Chất lỏng 3 có độ nhớt động lực μ .



Hình 9.6. Mô hình thí nghiệm Raynol và Đồ thị biến thiên áp suất trong dòng chất lỏng

9.2.1.2. Sự hình thành áp suất thủy động trong dòng chất lỏng

Khi 1 đứng yên ($v = 0$), chất lỏng cũng đứng yên. Khi tấm 1 chuyển động với vận tốc v thì chất lỏng cũng chuyển động theo, do chất lỏng có độ nhớt μ nên các lớp chất lỏng sẽ chuyển động theo với vận tốc khác nhau (đối với chất lỏng tuân theo định luật Newton thì $\frac{dv_x}{dy}$ là tuyến tính) và do đó dầu bị dồn vào khe hẹp và bị nén lại tạo nên áp suất dư trong chất lỏng.

Khảo sát phần tử hình khối cạnh dx , dy và dz .

Theo định luật Newton lực cản trượt trên đơn vị diện tích sẽ là: $\frac{dp}{dx} = \frac{d\tau}{dy}$

và từ điều kiện cân bằng phân tố: $\tau = \mu \frac{dv_x}{dy}$, suy ra:

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu v \frac{h - h_m}{h^3} \quad (9.5a)$$

Được gọi là phương trình Raynol về sự biến thiên áp suất của dòng chất lỏng giữa hai tấm (còn gọi là chêm dầu). Từ (9.5a) có thể tính được lực đẩy để tấm 1 được nâng lên bằng cách tích phân mặt áp suất.

Trong đó: h là trị số khe hở tại tiết diện có tọa độ x .

h_m là trị số khe hở tại tiết diện có áp suất lớn nhất.

μ là độ nhớt của dầu bôi trơn và v là vận tốc chuyển động tương đối của tấm phẳng.

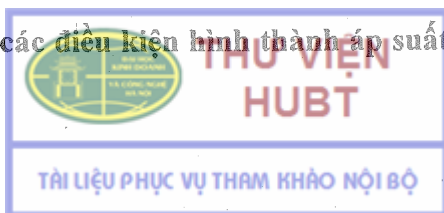
Đồ thị biến thiên áp suất cho thấy áp suất trong dầu tăng lên càng nhanh khi μ và v càng lớn.

Từ kết quả của thí nghiệm Raynol ta thấy muốn tạo nên áp suất thủy động trong dòng chảy, cần có các điều kiện sau:

- a) Cần phải tạo ra khe hở hình nêm giữa 2 bề mặt.*
- b) Vận tốc tương đối của 2 bề mặt phải có phương chiều thích hợp và giá trị đủ lớn.*
- c) Phải có chất lỏng có độ nhớt và liên tục chảy vào khe hẹp.*

9.2.2. Khả năng tải của ổ trượt đỡ

9.2.2.1. Kiểm tra các điều kiện hình thành áp suất thủy động trong ổ trượt



Trước khi xác định khả năng tải của ổ trượt ta cần xét xem trong ổ trượt đỡ có thỏa mãn các điều kiện hình thành áp suất thủy động không?

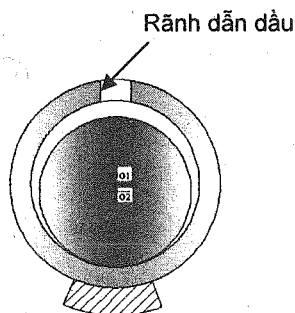
– Khe hở được hình thành nếu chọn kiểu lắp lỏng (ví dụ ØdH7/f6) với:

$$\delta = D - d$$

– Dầu chảy vào ổ thông qua rãnh dầu (hình 9.7).

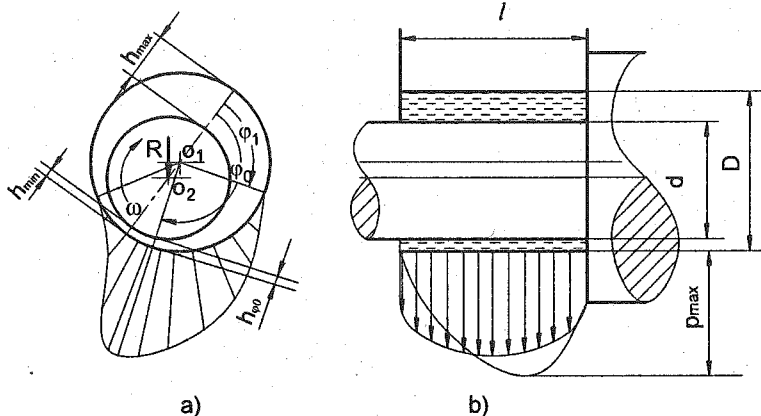
– Khi ngõng trục hoặc lót ổ quay dầu bị cuốn vào khe hẹp và bị nén lại tạo nên áp suất thủy động.

Hình 9.7. Vị trí ngõng trục và lót ổ khi $n = 0$



Như vậy trong ổ trượt đỡ thì hoàn toàn thỏa mãn các điều kiện hình thành áp suất thủy động. Tùy thuộc vào khe hở, vận tốc của trục quay mà áp lực sẽ lớn hay nhỏ, điều này sẽ liên quan đến việc hình thành các chế độ ma sát trong ổ.

9.2.2.2. Xác định khả năng tải của ổ trượt đỡ



Hình 9.8a. Quy luật phân bố áp suất thủy động trong ổ trượt đỡ

Khi ngõng trục đứng yên thì lót ổ và ngõng trục tiếp xúc nhau (hình 9.7) còn khi ngõng trục quay với tốc độ ω , trong dầu hình thành áp suất thủy động (hình 9.8a). Giả sử ngõng trục chịu tác dụng của tải trọng hướng tâm R được cân bằng với áp lực thủy động sinh ra trong lớp dầu và khi đó ngõng trục được nâng lên tạo thành khe hở giữa lót ổ và ngõng trục là $h_{\min}$. Để xác định khả năng tải của ổ trượt ta phải giải phương trình Raynol (9.5). Để thuận tiện cho việc giải bài toán ta ký hiệu:

$\delta = D - d$ là khe hở tương đối.

$\psi = \delta/d$ là độ hở tương đối.

e là độ lệch tâm.

$\lambda = 2e/\delta$ gọi là độ lệch tâm tương đối.

Miền áp lực thủy động φ_1 đến φ_2 với khe hở nhỏ nhất của lớp dầu $h_{\min}$, xác định như sau (xem hình 9.8a):

$$h_{\min} = \delta \cdot (1 - \lambda) / 2 \quad (9.6)$$

khe hở tại tọa độ φ và φ_m tương ứng sẽ là:

$$h_{\varphi} = \frac{\delta}{2} + e \cdot \cos \varphi = \frac{\delta}{2} (1 + \lambda \cdot \cos \varphi) \text{ và } h_{\varphi_m} = \frac{\delta}{2} (1 + \lambda \cdot \cos \varphi_m)$$

Viết lại công thức Raynol. trong hệ tọa độ độ cực và thay các giá trị h_{φ} , h_{φ_m} , $\psi = \delta/d$ và $\omega = 2v/d$ ta được:

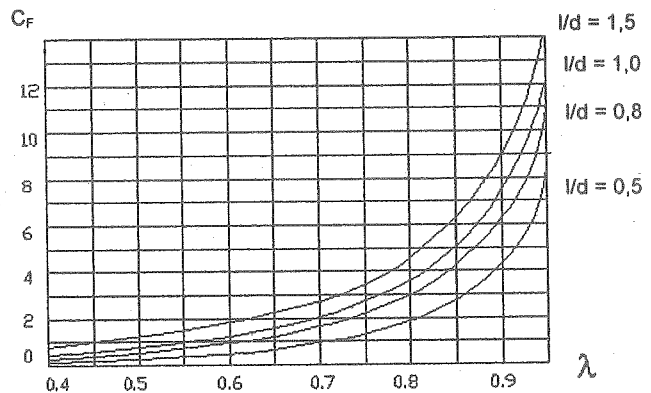
$$dp = 6\mu \frac{\omega \lambda (\cos \varphi - \cos \varphi_m)}{\psi^2 (1 + \lambda \cos \varphi)^3} d\varphi \quad (9.5b)$$

Tiến hành tích phân phương trình trên theo l và theo φ , ta có kết quả sau:

$$R = \frac{\mu \omega}{\psi^2} \cdot l \cdot d \cdot C_F \quad (9.7a)$$

$$\text{Hoặc: } p = C_F \frac{\mu \omega}{\psi^2} \quad (9.7b)$$

Trong đó C_F là hàm vị trí ngồng trục trong ổ còn gọi là khả năng tải của ổ, xác định bằng phương pháp số hay bằng đồ thị (hình 9.9) phụ thuộc vào tỷ số l/d và độ lệch tâm tương đối λ .



Hình 9.9. Khả năng tải của ổ trượt theo l/d và λ

Từ (9.7ab) nhận thấy rằng:



THƯ VIỆN
HUBT

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

– Khi ổ quay càng nhanh và dầu có độ nhớt càng cao thì khả năng tải của ổ càng cao.

– Khi khe hở của ổ càng nhỏ thì khả năng tải càng cao. Công thức (9.7) viết dưới dạng khác:

$$C_F = \frac{p \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega} \quad (9.8)$$

(9.8) là phương trình xác định khả năng tải của ổ (là tải trọng hướng tâm R mà lớp dầu có thể chịu được).

C_F là khả năng tải của ổ, phụ thuộc vào: l/d và λ .

Sử dụng đồ thị về khả năng tải của ổ trượt để xác định chế độ làm việc của ổ trượt như sau:

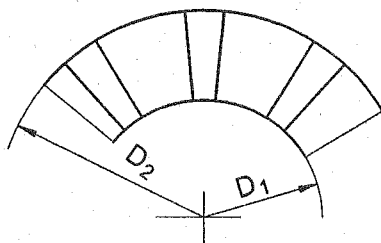
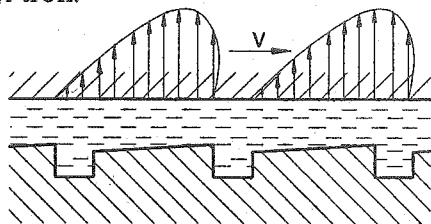
– Theo công thức (9.8) ta xác định được C_F nếu chọn trước độ hở ψ và chiều dài lót ổ l cũng như loại dầu bôi trơn.

– Từ đồ thị hình 9.9, khi biết C_F và tỷ số l/d có thể tìm được λ .

– Từ công thức (9.6) xác định khe hở (chiều dày lớp dầu) nhỏ nhất giữa lót ổ và ngõng trục $h_{\min}$.

Nếu điều kiện (9.3a) thỏa mãn thì ổ làm việc ở chế độ ma sát ướt.

Với ổ trượt chặn thì cần phải tạo ra các chêm dầu bằng kết cấu và quy luật phân bố áp lực thủy động theo từng rãnh được thể hiện trên hình 9.8b.



Hình 9.8b. Quy luật phân bố áp lực thủy động trong ổ trượt chặn

9.3. TÍNH Ổ TRƯỢT

9.3.1. Dạng hòng và chỉ tiêu tính toán

9.3.1.1. Các dạng hòng

Mòn lót ổ xảy ra khi trong ổ không hình thành được màng dầu bôi trơn (ổ làm việc ở chế độ ma sát nửa ướt hay nửa khô) hoặc trong chất bôi trơn có lẫn chất gây mòn. Riêng với ổ bôi trơn ma sát ướt thì hiện tượng mòn xảy

ra trong quá trình mở hay đóng máy (chưa đủ tốc độ để hình thành chế độ bôi trơn ma sát ướt).

Hiện tượng dính xảy ra với các ổ chịu tải trọng lớn và không hình thành được màng dầu bôi trơn. Trong điều kiện đó nhiệt độ vùng tiếp xúc sẽ rất lớn.

Mỗi rỗ lõp bề mặt lót ổ khi ổ chịu tải trọng thay đổi ví dụ lót ổ trong các máy chịu tải trọng va đập, rung động.

9.3.1.2. Chỉ tiêu và phương pháp tính toán

Với ổ trượt, để tránh các dạng hỏng trên cần tính ổ trượt bôi trơn ma sát ướt tức là tính toán để thỏa mãn điều kiện (9.3a).

Tuy nhiên, khi ổ trượt làm việc vẫn xảy ra hiện tượng mòn (với ổ trượt bôi trơn ma sát ướt thì mòn xảy ra trong giai đoạn mở và đóng máy). Vì vậy nên hạn chế đóng mở máy thường xuyên. Hoặc khi ổ làm việc ở chế độ bôi trơn ma sát hạn chế). Trong những trường hợp này cần tính ổ theo ma sát hạn chế tức là tính theo $[p]$ và $[pv]$.

9.3.2. Tính quy ước ổ trượt

9.3.2.1. Tính theo áp suất cho phép

Áp suất trên bề mặt tiếp xúc giữa lót ổ và ngỗng trục tính theo công thức quy ước sau:

$$p = \frac{R}{l.d}$$

Để ổ không bị mòn bề mặt tiếp xúc cần thỏa mãn điều kiện sau:

$$p = \frac{R}{l.d} \leq [p] \quad (9.9)$$

Công thức (9.9) là công thức kiểm nghiệm ổ trượt theo điều kiện bền mòn. Tuy nhiên từ (9.9) cũng có thể xác định được kích thước ổ theo điều kiện bền mòn bằng cách chọn trước l/d .

Đặt $\zeta = \frac{l}{d}$ và từ (9.9) suy ra công thức tính đường kính trục:

$$d = \sqrt{\frac{R}{\zeta.[p]}}, \text{ mm} \quad (9.10)$$

Giá trị ζ thường chọn trong giới hạn (0,5...1,5) tùy thuộc vào: tải trọng R , độ chính xác chế tạo và độ cứng của trục.

9.3.2.2. Tính theo tích số p.v

Mài mòn bề mặt lót ổ không những phụ thuộc vào áp suất p mà còn phụ thuộc vào vận tốc v. Vì vậy để hạn chế mài mòn, ngoài việc hạn chế p cần phải hạn chế (p.v). Ngoài ra tích số (p.v) còn đặc trưng cho quá trình sinh nhiệt trong ổ.

Từ điều kiện $p.v < [p.v]$, suy ra:

$$\frac{R.n}{19100l} \leq [p.v] \cdot \frac{N}{\text{mm}^2} \cdot \frac{m}{s} \quad (9.11)$$

9.3.2.3. Ổ trượt chặn

Tính toán cũng tương tự, nghĩa là:

$$p = \frac{F_a}{A} \leq [p] \text{ và } p.v < [p.v] \quad (9.12)$$

Trong các công thức trên:

R là tải trọng hướng tâm trong ổ trượt đỡ (N) và F_a là tải trọng dọc trục trong ổ trượt chặn (N).

l, d là chiều dài và đường kính lót ổ, A là diện tích bề mặt tựa ngồng trục trong ổ trượt chặn.

v là vận tốc trượt (vận tốc vòng), m/s.

[p] và [p.v] được chọn phụ thuộc vào vật liệu lót ổ, có thể lấy như sau:

Lót ổ bằng gang và đồng thau: $[p] = (2...6)\text{MPa}$ và $[pv] = (4...8)\text{MPa}$

Lót ổ bằng babit: $[p] = (5...15)\text{MPa}$ và $[pv] = (5...10)\text{MPa}$.

9.3.3. Tính ổ trượt bôi trơn ma sát ướt

Tính ổ trượt bôi trơn ma sát ướt là tính toán thỏa mãn điều kiện (9.3a). Khi ổ làm việc do hiện tượng biến dạng uốn của trục, do sai số chế tạo và lắp ghép, nên điều kiện để ổ làm việc ở chế độ ma sát ướt sẽ là:

$$h_{\min} \geq k.(R_{z1} + R_{z2}) \quad (9.3c)$$

k là hệ số an toàn xét đến các yếu tố như độ chính xác chế tạo, biến dạng uốn của trục,... thường có thể chọn $k = 1,5...2$.

Thực tế tính ổ trượt bôi trơn ma sát ướt là tiến hành lựa chọn các thông số, sau đó kiểm tra điều kiện (9.3c). Vì vậy có thể thực hiện theo các bước sau đây:



THƯ VIỆN
HUBT

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

a) Chọn tỷ số $\frac{l}{d} = 0,5 \dots 1,5$

(khi lựa chọn tỷ số l/d cần dựa vào các yếu tố sau: giá trị của tải trọng tác dụng, độ chính xác gia công, lắp ghép trục và gối đỡ trục, độ cứng của trục. Thường khi tải trọng tác dụng lớn, độ chính xác gia công cao và độ cứng của trục lớn thì có thể chọn l/d lớn).

Sau đó tiến hành kiểm tra các điều kiện (9.9) và (9.11).

b) Chọn khe hở tương đối ψ bằng cách chọn kiểu lắp ghép giữa lót ổ và ngõng trục (ví dụ chọn kiểu lắp $\varnothing dH7/f6$ hoặc $\varnothing dH7/e6, \dots$ tra bảng được độ hở δ và suy ra ψ). Cũng có thể sử dụng công thức kinh nghiệm sau đây để chọn khe hở tương đối ψ :

$$\psi = (0,8 \cdot 10^{-3}) \cdot v^{0,25} \quad (9.13)$$

c) Chọn loại dầu bôi trơn và ước đoán nhiệt độ làm việc của dầu và xác định độ nhớt động lực theo công thức (9.1)

$$\mu = \mu_0 \cdot \left(\frac{t_0}{t} \right)^m$$

m là số mũ, thường lấy trong khoảng $2,6 \dots 3$.

Từ các số liệu trên xác định được hệ số khả năng tải C_F của ổ theo công

thức (9.8):
$$C_F = \frac{p \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega}$$

Từ đồ thị (hình 9.9) hoặc bảng tính, dựa vào C_F và tỷ số l/d ta xác định được độ lệch tâm tương đối λ và khe hở nhỏ nhất xác định theo (9.6) là:

$$h_{\min} = \delta \cdot (1 - \lambda) / 2$$

d) Chọn phương pháp gia công bề mặt lót ổ và ngõng trục và tính $R_{z1} + R_{z2}$ (bảng 9.2).

e) Kiểm tra điều kiện (9.3c) khi biết $h_{\min}$ và $k \cdot (R_{z1} + R_{z2})$

Nếu $h_{\min} = \delta \cdot (1 - \lambda) / 2 > k \cdot (R_{z1} + R_{z2})$ thì có thể kết luận rằng các thông số lựa chọn đảm bảo ổ làm việc ở chế độ bôi trơn ma sát ướt.

Bảng 9.2. Nhám bề mặt phụ thuộc vào phương pháp gia công

Phương pháp gia công	R_z bề mặt trục	Phương pháp gia công	R_z bề mặt lỗ
Tiện tinh	3,2...6,3	Chuốt tinh	0,8...1,6
Tiện mỏng	1,6...3,2	Đào	0,8...1,6
Mài tròn tinh	0,8...1,6	Đánh bóng	0,05...0,1

9.3.4. Tính toán ổ trượt về nhiệt

Trong quá trình làm việc, mất mát do ma sát sẽ biến thành nhiệt và vì vậy khi ổ làm việc nhiệt độ sẽ tăng lên. Tính nhiệt dựa trên nguyên tắc cân bằng lượng nhiệt sinh ra do mất mát về ma sát và lượng nhiệt thoát ra ngoài qua thân ổ và qua sự lưu thông của dầu bôi trơn trong ổ.

Phương trình cân bằng nhiệt:

$$Q_s = Q_{t1} + Q_{t2} \quad (9.14)$$

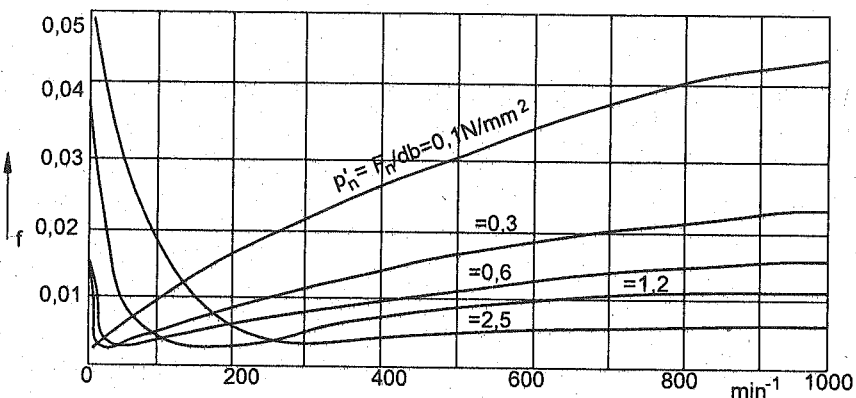
Trong đó:

Q là lượng nhiệt sinh ra do mất mát ma sát, xác định theo công thức sau:

$$Q_s = \frac{f \cdot F_r \cdot v}{1000}, \text{ kW} \quad (9.15a)$$

với f là hệ số ma sát trong ổ xác định theo công thức (9.2): $f = \frac{2\pi^2 d \mu n}{60 p \delta}$

(cũng có thể xác định f theo đồ thị hình 9.10).



Hình 9.10. Sự thay đổi của hệ số ma sát trong ổ theo n và p

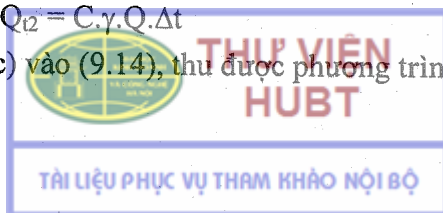
Q_{t1} là lượng nhiệt thoát ra ngoài qua thân ổ và trục trong 1 giây, xác định theo công thức sau:

$$Q_{t1} = K_t \cdot \pi \cdot d \cdot l \cdot \Delta t \quad (9.15b)$$

Q_{t2} là lượng nhiệt thoát ra ngoài qua sự lưu thông của dầu trong 1 giây, xác định theo công thức sau:

$$Q_{t2} = C \cdot \gamma \cdot Q \cdot \Delta t \quad (9.15c)$$

Thay (9.15a, b và c) vào (9.14), thu được phương trình sau:



$$\Delta t = t_{ra} - t_{vào} = \frac{f \cdot F_r \cdot v}{1000(C \cdot \gamma \cdot Q + K_t \cdot \pi \cdot d \cdot l)} \quad (9.16)$$

$$\text{Nhiệt độ trung bình của dầu: } t = \frac{t_{vào} + t_{ra}}{2} = t_{vào} + \frac{\Delta t}{2} \quad (9.17)$$

Nhiệt độ dầu ra: $t_{ra} = t_{vào} + \Delta t$

Thông thường: $t_{vào} = 35 \dots 45^\circ\text{C}$; $t_{ra} = 80 \dots 100^\circ\text{C}$ (nhiệt độ làm việc của ổ).

Trong các công thức trên:

C là nhiệt dung riêng của dầu bôi trơn, thường $C = (1,7 \dots 2,1)$, $\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$

γ là khối lượng riêng của dầu, $\gamma = (850 \dots 900)$, kg/m^3

Q là lưu lượng dầu chảy qua ổ, m^3/s

K_t là hệ số tỏa nhiệt qua thân ổ, $K_t = (0,04 \dots 0,08)$, $\text{kW/m}^2^\circ\text{C}$.

CÂU HỎI ÔN TẬP

Câu 1.

- Khi nào nên chọn ổ nguyên, ổ ghép hoặc ổ tự lựa?
- Rãnh dầu trong ổ trượt ma sát ướt có tác dụng gì? Vị trí của nó được chọn như thế nào khi thiết kế ổ?

Câu 2.

- Nêu nguyên lý bôi trơn thủy động. Vì sao trong ổ trượt đỡ có khả năng hình thành áp lực thủy động?
- Xác định khả năng tải của ổ trượt đỡ. Nêu các yếu tố ảnh hưởng đến khả năng tải của ổ trượt đỡ và cách chọn các thông số như ψ ; l/d ,...
- Nêu các giải pháp có thể tăng khả năng tải của ổ trượt. Cùng với việc giảm khe hở để tăng khả năng tải thì cần giải quyết những vấn đề gì khi thiết kế, chế tạo trục và các chi tiết của ổ trượt?

Câu 3.

- Trình bày phương pháp tính ổ trượt theo $[p]$ và $[pv]$.
- Trình bày phương pháp tính ổ trượt bôi trơn ma sát ướt.

Câu 4. Những trường hợp nào dùng ổ trượt tốt hơn ổ lăn?



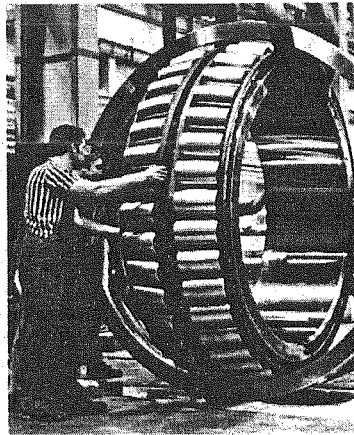
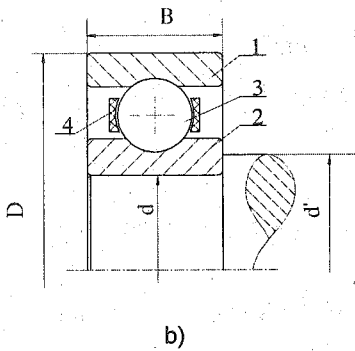
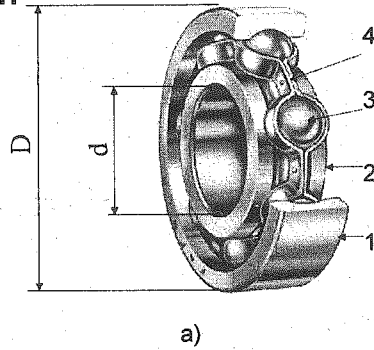
Chương 10

Ổ LĂN

10.1. KHÁI NIỆM CHUNG

10.1.1. Cấu tạo và phân loại ổ lăn

a) *Cấu tạo:* Cấu tạo ổ lăn phức tạp hơn so với ổ trượt, thường gồm 4 bộ phận (xem hình 10.1a,b,c). Thường mặt ngoài của vòng trong và mặt trong của vòng ngoài có cấu tạo dạng rãnh lăn.



Hình 10.1. Cấu tạo ổ lăn

1. Vòng ngoài; 2. Vòng trong; 3. Con lăn; 4. Vòng cách.

Hiện nay trên thế giới có nhiều hãng sản xuất ổ lăn như hãng SKF, FAG,... Ổ lăn được chế tạo thành nhiều loại với nhiều cỡ kích thước và có tính năng rất khác nhau (đường kính trong từ vài mm đến ngàn mm, hình 10.1c là ổ đĩa trụ lòng cầu hai dãy có đường kính trong cỡ gần

2000mm), nhờ vậy mà các nhà thiết kế có thể lựa chọn được loại ổ thích hợp. Dưới đây chúng ta sẽ xem xét các loại ổ cụ thể.

b) Phân loại

Có nhiều cách phân loại ổ lăn:

- Theo hình dạng con lăn
- Theo khả năng tiếp nhận tải trọng:

Ổ đỡ: chỉ chịu được tác dụng của tải trọng hướng tâm, R .

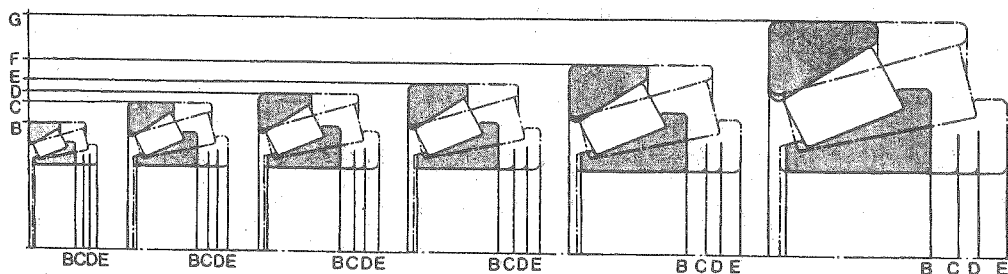
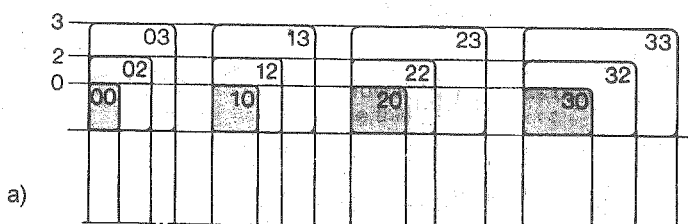
Ổ đỡ chặn: chịu đồng thời tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục.

Ổ chặn đỡ: Chịu tải trọng dọc trục là chính và chịu một ít tải trọng hướng tâm.

Ổ chặn: chỉ chịu tác dụng của tải trọng dọc trục, F_a .

- Theo số dãy con lăn: có ổ 1 dãy và ổ 2 dãy (hình 10.1c).

- Theo cỡ kích thước ổ: theo tiêu chuẩn TCVN và ISO (hình 10.2) có các loại siêu nhẹ; đặc biệt nhẹ; nhẹ rộng; trung; trung rộng và nặng.

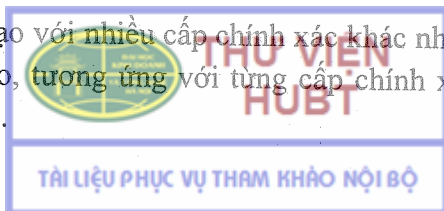


Theo chiều rộng ổ lăn

Hình 10.2. Phân loại theo cỡ ổ lăn

10.1.2. Độ chính xác chế tạo

Ổ lăn được chế tạo với nhiều cấp chính xác khác nhau, theo TCVN có 5 cấp chính xác chế tạo, tương ứng với từng cấp chính xác là độ đảo và giá thành, xem bảng 10.1.



Bảng 10.1

Cấp chính xác	0	6	5	4	2
Độ đảo μm	20	10	5	3	2,5
Giá thành đ/v	1	1,3	2	4	10

Cấp chính xác của ổ lăn của các hãng như SKF, FAG,... có ký hiệu P6; P5,...

10.1.3. Các loại ổ và đặc điểm

10.1.3.1. Ổ đỡ

Chịu lực hướng tâm R là chính:

a) Ổ bi đỡ (hình 10.4a) có ký hiệu quy ước 0, với loại này có đặc điểm sau:

Chịu R và F_a nhỏ ($F_a < 70\%\Delta R$)

Cho phép trục lệch 1 góc $< 1/4^\circ$: $f = 0,001...0,002$.

Kết cấu gối đỡ đơn giản và giá thành rẻ.

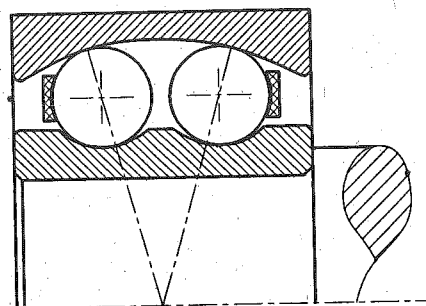
b) Ổ bi lồng cầu 2 dãy (hình 10.3),
ký hiệu quy ước là 1

– Chủ yếu chịu R, và có khả năng
chịu ít F_a ($F_a < 20\%\Delta R$).

– Trục có thể nghiêng góc từ $2...3^\circ$.

– Giá thành cao (tăng khoảng 20%).

– Dùng cho trục dài, siêu tĩnh.



Hình 10.3. Ổ lồng cầu 2 dãy

c) Ổ đĩa trụ ngắn (hình 10.4b), ký hiệu quy ước là 2.

Chịu R lớn hơn ($70...80\%$) và không chịu lực dọc F_a .

Không cho phép trục nghiêng và yêu cầu cao về độ đồng tâm.

Chịu va đập tốt.

$f = 0,003$ và giá thành đắt hơn.

d) Ổ đĩa đỡ lồng cầu 2 dãy, ký hiệu quy ước là 3

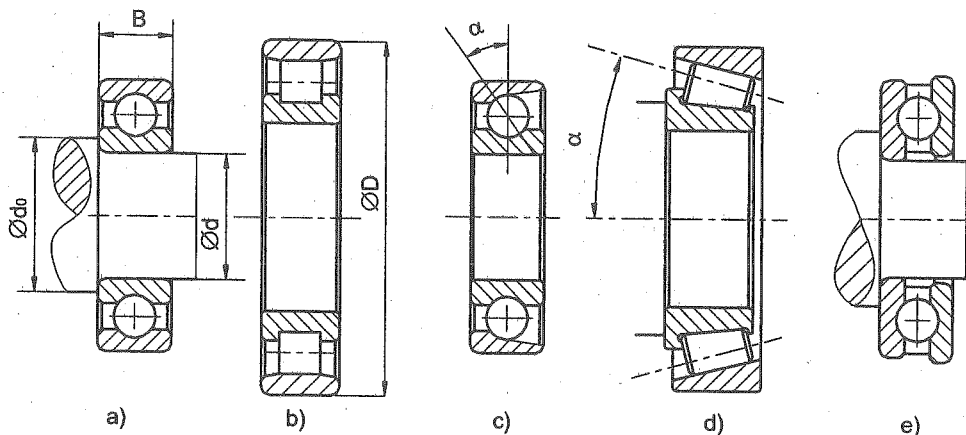
– Chịu R lớn hơn (gấp 2 lần so với ổ bi đỡ lồng cầu 2 dãy) và chịu ít F_a
(khoảng $20\% \Delta R$).

– Làm việc bình thường khi trục nghiêng góc $2...3^\circ$.

– Thích hợp cho trục bị uốn nhiều và không đảm bảo độ đồng tâm khi lắp ghép.

e) Ổ đĩa kim:

- Không có vòng ổ.
- Dùng trong trục khuỷu, hộp số và bơm bánh răng.



Hình 10.4. Một số loại ổ lăn

10.1.3.2. Ổ đỡ chặn

a) Ổ bi đỡ chặn (hình 10.4c), ký hiệu quy ước là 6.

- Chịu R lớn (khoảng 120%).
- Khả năng chịu F_a phụ thuộc α ($\alpha = 12, 26$ và 36°).
- Sử dụng khi $0,3 < F_a / R < 1,5$.

b) Ổ đĩa côn (hình 10.4d), ký hiệu quy ước là 7.

- Chịu R rất lớn (khoảng 170%).
- Chịu F_a lớn ($\alpha = 12, 16^\circ$).
- Chỉ nên dùng khi $F_a / R > 1,5$.
- $f = 0,02$; giá thành cao.
- Dễ tháo lắp và điều chỉnh khe hở.

c) Ổ chặn – đỡ, ký hiệu quy ước là 8. Thường để tiếp nhận tải trọng F_a và khi $R/F_a < 1$.

d) Ổ chặn (hình 10.4e), ký hiệu quy ước là 9. Chỉ chịu lực dọc F_a .

10.1.4. Ký hiệu ổ lăn

Theo TCVN 2007, ổ lăn được ký hiệu như sau (tính từ bên phải sang).



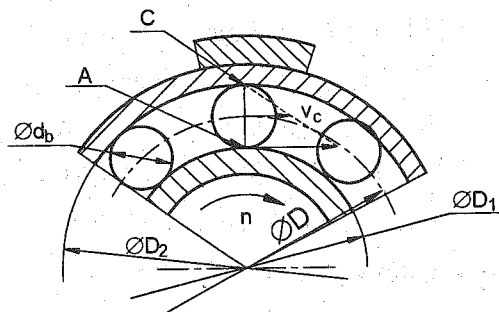
Biểu thị chiều rộng ổ	Đặc điểm	Loại ổ:	Cỡ ổ	Đường kính ổ lăn d, mm
	0: Ổ bi đỡ 1 dãy. 1: Ổ bi lòng cầu 2 dãy. 2: Ổ đĩa trụ ngắn. 3: Ổ đĩa lòng cầu 2 dãy. 4: Ổ kim. 5: Ổ đĩa trụ xoắn. 6: Ổ bi đỡ chặn. 7: Ổ đĩa côn. 8: Ổ bi chặn, ổ bi chặn đỡ. 9: Ổ đĩa chặn, ổ đĩa chặn đỡ.	8,9: Siêu nhẹ. 1,7: Đặc biệt nhẹ. 2,5: Nhẹ. 3,6: Trung. 4: Nặng.		Nếu $d < 20$ $d = 10: 00$ $d = 12: 01$ $d = 15: 02$ $d = 17: 03$ Nếu $d > 20 : d/5$

10.2. CƠ SỞ TÍNH TOÁN Ổ LĂN

10.2.1. Động lực học ổ lăn

10.2.1.1 Động học ổ lăn

Khi làm việc, các con lăn trong ổ chuyển động hành tinh. Xét trường hợp ổ bi đỡ (hình 10.5) Vòng trong quay với tốc độ n (vg/ph) còn vòng ngoài đứng yên. Kích thước của rãnh lăn D_1 và D_2 tương ứng, đường kính qua tâm con lăn D_0 và đường kính con lăn là d_b .



Hình 10.5. Động học ổ lăn

Vận tốc góc của con lăn khi quay quanh trục của chính nó sẽ là:

$$\omega_b = \frac{0,5D_1 \cdot \omega}{d_b} \quad (10.1)$$

Vận tốc góc của con lăn khi quay quanh trục lắp ổ (vận tốc góc của vòng cách).



THƯ VIỆN
HUBT

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

$$\omega_c = \frac{0,5D_1 \cdot \omega}{(D_1 + d_b)} \approx 0,5\omega \quad (10.2)$$

Trong đó ω vận tốc góc của trục: $\omega = \pi \cdot n / 30$.

Các biểu thức trên chứng tỏ rằng vòng cách quay cùng chiều với vòng ổ và phụ thuộc vào đường kính con lăn. Khi d_b khác nhau thì tốc độ quay cũng khác nhau, gây nên hiện tượng bị tiếp xúc với vòng cách gây mòn vòng cách và ma sát trong ổ sẽ lớn hơn. Vì vậy độ chính xác ổ lăn càng thấp thì ma sát và mài mòn càng lớn.

10.2.1.2. Động lực học ổ lăn (vận tốc tới hạn của ổ lăn)

Khi ổ quay, con lăn ép lên vòng ngoài bởi lực ly tâm xác định theo công thức sau:

$$F_{lt} = \frac{m \cdot \omega_c \cdot D_0}{2} \quad (10.3)$$

Khi ổ quay với tốc độ cao, lực này sẽ rất lớn và ảnh hưởng đáng kể đặc biệt đối với ổ chặn, lực này có thể gây nên hiện tượng kẹt con lăn và mài mòn vòng cách.

Ngoài ra, khi ổ làm việc còn sinh ra mômen con quay liên quan đến sự thay đổi hướng của tâm quay con lăn trong không gian, mômen quay xác định theo công thức sau: $M_q = J\omega_c\omega_b$ (10.4)

Dưới tác dụng của M_q , con lăn có thể bị quay theo hướng vuông góc với phương rãnh lăn, gây nên hiện tượng mòn và làm tăng mất mát. Do đó vòng quay cho phép của ổ bị hạn chế đặc biệt với ổ đỡ chặn vòng quay cho phép nhỏ hơn của ổ đỡ và ổ đỡ chặn.

10.2.2. Lực và ứng suất tác dụng lên con lăn và vòng ổ

10.2.2.1. Sự phân bố tải trọng trên các con lăn

Xét trường hợp ổ đỡ chịu tải hướng tâm R (hình 10.6a).

Khi làm việc, chỉ có 1 nửa số con lăn ở phía dưới chịu tải trọng tác dụng R_i với $i = 0, 1 \dots n$ ($n \leq z/2$), nhưng do con lăn chuyển động quanh tâm trục và do các con lăn phân bố đều trong vòng ổ nên tải trọng tác dụng lên con lăn thay đổi chu kỳ và khi con lăn ở vị trí trùng với hướng của tải trọng R sẽ chịu tải trọng lớn nhất R_0 , được xác định theo công thức sau:

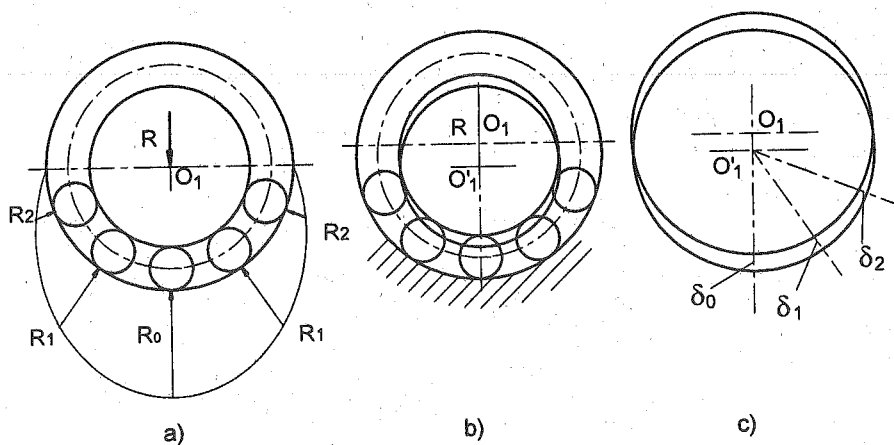
Với ổ bi đỡ:

$$R_0 = \frac{5R}{Z}$$

(10.5a)

Với ổ đĩa trụ:
$$R_0 = \frac{4,6R}{Z} \quad (10.5b)$$

Ổ chặn chịu lực dọc F_{at} :
$$F_{a\max} = \frac{F_{at}}{0,8.Z} \quad (10.5c)$$



Hình 10.6. Tải trọng tác dụng trên con lăn

Từ điều kiện cân bằng lực, ta có:

$$R = R_0 + 2R_1 \cos \alpha + 2R_2 \cos 2\alpha + \dots + 2R_n \cos n\alpha \quad (a)$$

Để xác định được các tải trọng R_i tác dụng lên con lăn, ta sử dụng thêm các phương trình biến dạng. Mỗi quan hệ giữa tải trọng (R_i) và biến dạng tiếp xúc (δ_i) được biểu diễn bằng phương trình sau:

$$\delta_i = CR_i^j$$

hoặc:

$$R_i = (\delta_i/C)^{3/2} \quad (b)$$

với $j = 2/3$ (tiếp xúc điểm), $j = 1$ (tiếp xúc đường).

Để xác định mối quan hệ giữa biến dạng δ_i , ta giả thiết rằng vòng ổ vẫn tròn và không bị biến dạng uốn (hình 10.6b,c). Từ các giả thiết trên suy ra mối quan hệ sau:

$$\delta_i = \delta_0 \cos(\alpha). \quad (c)$$

Hoặc:

$$R_i = R_0 \cos_{\alpha}^{3/2} \quad (d)$$

Thay (d) vào (a), suy ra:
$$R_0 = \frac{kR}{Z} \quad \text{với } k = \frac{Z}{1 + \sum_{i=1}^n \cos_{\alpha}^{5/2}} \quad (e)$$

Với số con lăn thay đổi trong khoảng $z = 10$ đến 20 thì $k = 4,37$ với ổ tiếp xúc điểm và $k = 4,1$ với ổ tiếp xúc đường. Tuy nhiên do có khe hở hướng kính và bản thân các

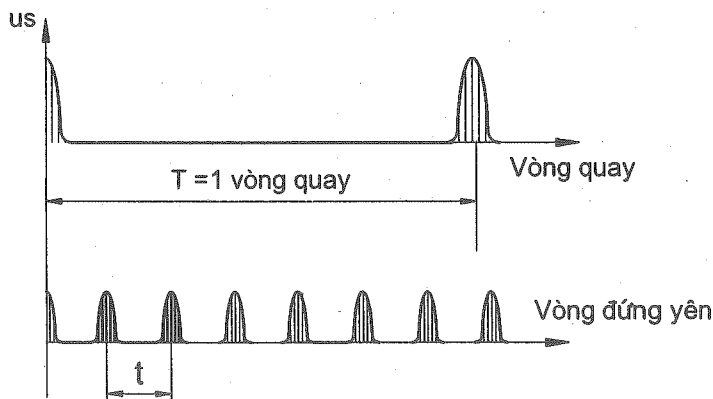
vòng ổ có bị biến dạng nên tải trọng lớn nhất tác dụng lên con lăn chịu tải lớn nhất xác định theo công thức (10.5a,b) đối với ổ đỡ và (10.5c) với ổ chặn.

10.2.2.2. Ứng suất tiếp xúc

Dưới tác dụng của tải trọng R_i , tại vùng tiếp xúc giữa con lăn và vòng ổ sẽ xuất hiện ứng suất tiếp xúc. Các ứng suất này sẽ thay đổi theo chu kỳ mạch động gián đoạn và có giá trị lớn nhất khi con lăn chịu tác dụng của tải

trọng R_o được xác định theo công thức sau: $\sigma_{H\max} = 0,388\sqrt[3]{\frac{R_o E^2}{\rho^2}}$

Trong đó ρ là bán kính cong tương đương tại điểm tiếp xúc và E là môđun đàn hồi tương đương. Dễ nhận thấy ứng suất tại điểm tiếp xúc giữa con lăn với vòng trong (điểm A trên hình 10.5) lớn hơn so với ứng suất tại điểm tiếp xúc giữa con lăn với vòng ngoài (điểm C).



Hình 10.7. Chu kỳ chịu ứng suất của vòng quay và vòng đứng yên

Trên hình 10.7 là đồ thị biểu diễn chu kỳ thay đổi ứng suất của vòng quay và vòng đứng yên. Như vậy khi cùng R_o , vòng trong sẽ chịu ứng suất lớn hơn so với vòng ngoài, cho nên:

- Nếu vòng trong quay thì tuổi thọ của ổ sẽ lớn hơn so với vòng ngoài quay.
- Nếu vòng ngoài đứng yên, điểm C sẽ chịu tải trọng cục bộ và ổ chóng bị hỏng. Vì vậy, để tăng tuổi thọ cho ổ cần chọn kiểu lắp lỏng cho vòng ngoài với vỏ (khi đó vòng ngoài sẽ chịu tải trọng chu kỳ).
- Khi vòng trong hay vòng ngoài quay thì tuổi thọ của ổ sẽ khác nhau, vì vậy cần chú ý đến vòng nào quay khi tính khả năng tải động của ổ lăn.

10.2.3. Khả năng tải của ổ lăn

10.2.3.1. Dạng hỏng của ổ lăn

a) Tróc rỗ bề mặt tiếp xúc của con lăn và rãnh lăn của vòng ổ (hình 10.8) do hiện tượng mỏi gây nên. Khi hiện tượng tróc xuất hiện, ổ sẽ kêu và gây nên tiếng ồn. Đây là dạng hỏng chủ yếu đối với các ổ làm việc với vận tốc cao, chịu tải lớn và bôi trơn tốt.



Hình 10.8. Bề mặt vòng ổ bị tróc rỗ

b) Mòn con lăn và vòng ổ xảy ra đối với các ổ bôi trơn kém, chất bôi trơn bị nhiễm bẩn. Mòn gây ra độ hở làm trục quay lệch tâm và gây nên rung động. Hiện tượng mòn thường xảy ra đối với các ổ trong ô tô, máy kéo hay máy xây dựng.

c) Vỡ con lăn hay biến dạng con lăn xảy ra đối với các ổ chịu tải lớn, ổ thường xuyên làm việc quá tải hoặc chịu tác động của tải trọng va đập mạnh.

Phương pháp tính: Hiện nay ổ lăn được tính theo 2 chỉ tiêu.

– Với các ổ làm việc với vận tốc cao thì tính theo độ bền lâu (hay còn gọi là tính theo khả năng tải động) để tránh hiện tượng tróc rỗ bề mặt của con lăn và vòng ổ.

– Với các ổ quay chậm hoặc quay lắc thì tính theo khả năng tải tĩnh để tránh con lăn hay vòng ổ bị biến dạng quá trị số cho phép hay bị vỡ.

10.2.3.2. Khả năng tải của ổ lăn

a) Khả năng tải động

Khả năng tải động của ổ lăn được xác định theo công thức sau:

$$C = QL^{1/m} \quad (10.6)$$

Trong đó:

Q là tải trọng động quy ước tác dụng lên ổ (N).

m là số mũ ($m = 3$ đối với ổ tiếp xúc điểm và $m = 10/3$ đối với ổ tiếp xúc đường).

C là hằng số gọi là khả năng tải động của ổ (N), được xác định bằng thí nghiệm và đưa vào trong sổ tay tra cứu của ổ lăn.

Khả năng tải động của ổ là tải trọng tĩnh do ổ tiếp nhận được mà không ít hơn 90% số ổ thí nghiệm đạt được tuổi thọ tối thiểu là 1 triệu chu kỳ (chưa xuất hiện trục).

L là tuổi thọ tính bằng triệu chu kỳ.

Từ (10.6) xác định được tuổi thọ danh nghĩa của ổ lăn như sau:

$$L = \left(\frac{C}{Q} \right)^m \quad (10.6b)$$

Nếu xét đến xác suất làm việc không hỏng, vật liệu chế tạo và điều kiện vận hành (nhiệt độ, vật liệu bôi trơn) thì tuổi thọ thực tế của ổ xác định theo công thức sau:

$$L = a_1 a_{23} \left(\frac{C}{Q} \right)^m$$

Trong đó a_1 là hệ số xét đến xác suất không hỏng $R(t)$, bảng 10.1

Bảng 10.1. Ảnh hưởng của xác suất không hỏng đến tuổi thọ ổ lăn

R(t)%	90	95	96	97	98	99
a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

a_{23} là hệ số xét đến ảnh hưởng của vật liệu chế tạo và điều kiện vận hành. Giá trị a_{23} phụ thuộc vào các hãng chế tạo ổ lăn và do vậy tuổi thọ của ổ sẽ khác nhau giữa các hãng sản xuất. Có thể tham khảo bảng 10.2 để xác định giá trị a_{23} .

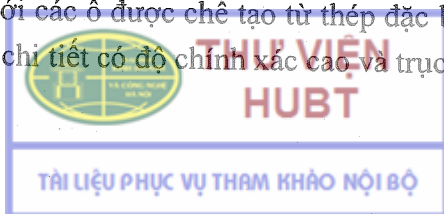
Bảng 10.2 Giá trị a_{23} tương ứng với chế độ làm việc

Loại ổ	CĐ1	CĐ2	CĐ3
Ổ bi	0,7...0,8	1	1,2...1,4
Ổ bi lòng cầu hai dãy; Ổ đĩa trụ ngắn	0,5...0,6	0,8	1...1,2
Ổ đĩa côn	0,6...0,7	0,9	1,2...1,2
Ổ đĩa lòng cầu hai dãy	0,3...0,4	0,6	0,8...1

Với CĐ1 ứng với điều kiện làm việc bình thường.

CĐ2 tương ứng khi bề mặt làm việc được bôi trơn thủy động.

CĐ3 tương ứng đối với các ổ được chế tạo từ thép đặc biệt, bề mặt tiếp xúc được bôi trơn tốt, các chi tiết có độ chính xác cao và trục có độ cứng.



Trong thực tế, tuổi thọ của ổ lăn thường tính bằng giờ sử dụng L_h và khi ổ quay với tốc độ n (v/ph) thì có thể xác lập mối quan hệ giữa L và L_h như sau:

$$L = \frac{60.n.L_h}{10^6} \quad (10.7)$$

Lưu ý:

- C chỉ đúng khi $10 \text{ vg/ph} < n < n_{\max}$ quy định cho mỗi loại ổ lăn.
- Từ (10.6) xác định được tuổi thọ danh nghĩa của ổ lăn như sau:

$$L = \left(\frac{C}{Q} \right)^m \quad (10.7b)$$

Khi ổ chịu ứng suất tiếp xúc σ_H và số chu kỳ chịu tải N thì phương trình tuổi thọ của ổ có dạng:

$$\sigma_H^m N = \text{const}$$

Thay $N = L = 1$ triệu chu kỳ và biểu diễn σ_H theo Q , ta được:

$$Q^m L = \text{const} = C^m$$

Suy ra phương trình:

$$C = QL^{1/m} \quad (10.6)$$

b) Khả năng tải tĩnh

Theo (10.6) thì khi Q tăng thì L giảm xuống, tuy nhiên khi Q tăng lên thì biến dạng vùng tiếp xúc của con lăn và vòng ổ tăng lên do đó ổ có thể mất khả năng làm việc. Vì vậy cần hạn chế Q và được gọi là khả năng tải tĩnh C_o của ổ.

Khả năng tải tĩnh của ổ C_o là tải trọng tĩnh gây nên biến dạng dư lớn nhất tại vùng tiếp xúc của con lăn và rãnh lăn ($\delta_l = 0,0001dc$ hoặc $\sigma_{Hmax} = 300MPa$ đối với ổ bi; $\sigma_{Hmax} = 500MPa$ đối với ổ đĩa).

Lưu ý:

- C_o chỉ sử dụng đối với các ổ không quay, quay lắc hay quay với $n < 1 \text{ vg/ph}$.
- C_o dùng để kiểm nghiệm khi chọn ổ theo khả năng tải động.

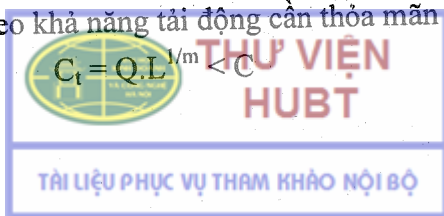
10.3. CHỌN Ổ LĂN

10.3.1. Chọn ổ lăn theo khả năng tải động

Ổ lăn chọn theo khả năng tải động cần thỏa mãn điều kiện sau:

$$C_t = Q.L^{1/m} < C \quad (10.8)$$

Trong đó:



C_i là khả năng tải động của ổ tính toán, N.

C là khả năng tải động của ổ cho trong bảng về tiêu chuẩn ổ lăn

L là tuổi thọ (triệu chu kỳ), xác định theo (10.7) khi biết L_h (giờ) và n (vg/ph).

m là bậc đường cong mỏi, $m = 3$ khi tính ổ tiếp xúc điểm và $m = 10/3$ với ổ tiếp xúc đường.

Q là tải trọng động quy ước phụ thuộc loại ổ, dạng tải trọng tác dụng lên ổ. Nếu tải trọng tác dụng lên ổ không thay đổi thì tải trọng Q xác định theo các công thức sau, phụ thuộc vào loại ổ.

– Ổ bi đỡ, bi đỡ chặn và đĩa côn:

$$Q = (VXR + YF_a) \quad (10.9a)$$

– Ổ chặn – đỡ:

$$Q = (XR + YF_a) \quad (10.9b)$$

– Ổ đĩa trụ ngắn đỡ:

$$Q = VR \quad (10.9c)$$

– Ổ chặn

$$Q = F_a \quad (10.9d)$$

Với:

V là yếu tố ảnh hưởng của vòng nào quay. Khi vòng trong quay thì lấy $V = 1$ và khi vòng ngoài quay thì lấy $V = 1,2$. X và Y là yếu tố ảnh hưởng của tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục đến tuổi thọ của ổ lăn.

F_a là tải trọng dọc trục tác dụng lên ổ tính toán (xem 10.3.1.1 dưới đây để biết cách xác định tải trọng dọc trục tác dụng lên ổ tính toán).

Trường hợp ổ làm việc với chế độ tải trọng thay đổi thì tải trọng Q trong các công thức (10.9a,b,c,d) được thay bằng tải trọng tương đương Q_E xác định bằng công thức sau:

$$Q_E = \sqrt[m]{\sum (Q_i^m L_i) / \sum L_i} \quad (10.10)$$

Trong đó: Q_i là tải trọng quy ước tính theo công thức (10.9a...d) tùy thuộc vào loại ổ, ứng với chế độ tải trọng i và L_i là triệu vòng quay ứng với chế độ thứ i .

10.3.1.1. Xác định tải trọng dọc trục F_a

a) Đối với ổ đỡ, đĩa đỡ hoặc ổ lồng cầu thì tải trọng dọc trục tác dụng lên ổ chính là ngoại lực dọc trục F_{at} : $F_a = F_{at}$

b) Đối với ổ đỡ chặn, ngoài ngoại lực dọc trục tác dụng lên ổ còn có nội lực dọc trục F_s do lực hướng tâm gây ra.

Với ổ bi đỡ chặn: $F_s = eR$

Với ổ đĩa côn: $F_s = 0,83.e.R$

Trong đó e là hệ số phụ thuộc loại ổ, xác định theo bảng 10.1.

Các lực này có xu hướng làm cho vòng ổ dịch chuyển theo phương chiều trục và tách khỏi con lăn. Để ổ có thể làm việc bình thường thì cần tác dụng một lực chiều trục tối thiểu bằng và ngược chiều với nội lực dọc trục do lực hướng tâm gây ra. Nghĩa là trong trường hợp ổ đỡ chặn chỉ chịu lực hướng tâm thì thực tế ổ vừa chịu lực hướng tâm và lực dọc trục $F_a = F_s$.

Khi trên một trục lắp hai ổ đỡ chặn chịu tác dụng của ngoại lực dọc trục F_{at} thì lực dọc trục tác dụng lên các ổ A và B được xác định như sau:

Xác định tổng lực dọc trục tác dụng lên ổ $\sum \overline{F_{ai}}$:

$$\sum \overline{F_{ai}} = \overline{F_{sj}} \pm \overline{F_{at}} \quad \text{với: } i = A \text{ và } j = B$$

$$F_{ai} = \max (F_{si}, \sum F_{ai})$$

Chú ý: Trong biểu thức xác định $\sum \overline{F_{ai}}$ viết dưới dạng biểu thức véctor lực vì vậy khi F_{at} cùng chiều với F_{sj} thì lấy dấu cộng và ngược lại.

10.3.1.2. Xác định các hệ số X_i và Y_i

Trước hết cần xác định tỷ số: F_{ai}/VR_i

Tiến hành tra bảng 10.1 phụ thuộc loại ổ lăn:

Nếu $F_{ai}/VR_i \leq e$, lấy $X_i = 1$ và $Y_i = 0$

Nếu $F_{ai}/VR_i > e$, tra bảng 10.1 hoặc tính được các giá trị của X_i và Y_i theo các công thức cho trong bảng (bảng 10.3) tùy thuộc vào loại ổ.

Sau khi xác định được các đại lượng và kiểm tra lại điều kiện (10.8), nếu $C_t = Q.L^{1/m} < C$ thì kết luận ổ đã chọn thỏa mãn, nếu điều kiện (10.8) không thỏa mãn thì có thể giải quyết bằng những cách sau:

– Chọn lại cỡ hoặc loại ổ để tăng hệ số C .

– Có thể giảm thời hạn sử dụng của ổ xuống theo thời gian định kỳ bảo dưỡng máy.

– Tăng đường kính ngõng trục nếu khi thay đổi đường kính trục mà không ảnh hưởng đến kết cấu các chi tiết lắp trên trục (ví dụ bánh răng đang làm rời trục và do khi tăng đường kính ngõng trục nên bánh răng phải làm liền trục, trong trường hợp này không nên sử dụng giải pháp này).

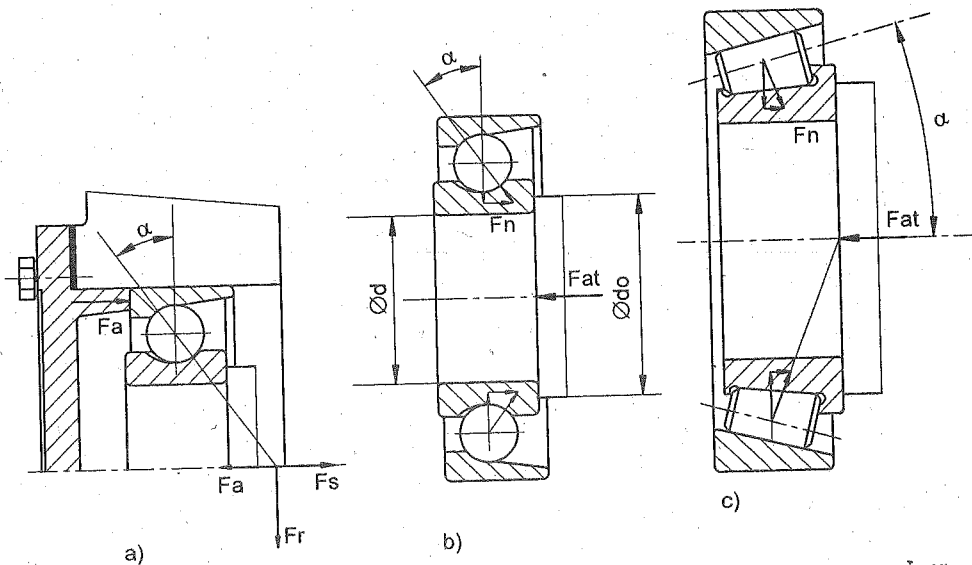
Bảng 10.3. Giá trị các hệ số X và Y cho các loại ổ lăn

Loại ổ	α (°)	$\frac{F_a}{C_0}$	e	Ổ một dãy				Ổ hai dãy			
				$F_a/VR \leq e$		$F_a/VR > e$		$F_a/VR \leq e$		$F_a/VR > e$	
				X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
Ổ bi đỡ dầy	0	0,014	0,19	1	0	0,56	2,3	1	0	0,56	2,30
		0,028	0,22				1,99				1,99
		0,056	0,26				1,71				1,71
		0,084	0,28				1,55				1,55
		0,11	0,30				1,45				1,45
		0,17	0,34				1,31				1,31
		0,28	0,38				1,15				1,15
		0,42	0,42				1,04				1,04
		0,56	0,44				1,00				1,00
Ổ bi đỡ chặn	12	0,014	0,30	1	0	0,45	1,81	1	2,08	0,74	2,94
		0,029	0,34				1,62		1,84		2,63
		0,057	0,37				1,46		1,69		2,37
		0,086	0,41				1,34		1,52		2,18
		0,11	0,45				1,22		1,39		1,98
		0,17	0,48				1,13		1,30		1,84
		0,29	0,52				1,04		1,20		1,69
		0,43	0,54				1,01		1,16		1,64
		0,57	0,54				1,00		1,16		1,62
	18..20	—	0,57	1	0	0,43	1,00	1	1,09	0,70	1,63
	24..26	—	0,68	1	0	0,41	0,87	1	0,92	0,67	1,41
	36	—	0,99	1	0	0,36	0,64	1	0,66	0,60	1,07
Ổ đĩa côn			$1,5\text{tg}\alpha$	1	0	0,40	$0,4\text{ctg}\alpha$	1	$0,45\text{ctg}\alpha$	0,67	$0,67\text{ctg}\alpha$
Ổ bi chặn đỡ	45	—	1,25	—	—	0,66	1	1,18	0,59	0,66	1
	60		2,17			0,92	1	1,90	0,54	0,92	1
	70		4,67			1,66	1	3,89	0,52	1,66	1
Ổ chặn đỡ	—	—	$1,5\text{tg}\alpha$			$\text{tg}\alpha$	1	$1,5\text{tg}\alpha$	0,67	$\text{tg}\alpha$	1

Ghi chú:

– Dưới tác dụng của lực hướng tâm R sẽ sinh ra nội lực dọc trục F_s (hình 10.9a), lực này có xu hướng làm tách các vòng ổ ra khỏi con lăn theo phương chiều trục. Vì vậy để ổ làm việc bình thường thì cần tác dụng lên các vòng ổ 1 lực dọc trục tương ứng xác định như sau: $F_a \geq F_s$





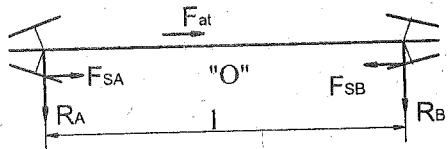
Hình 10.9. Nội lực dọc trục do lực hướng tâm và do lực dọc trục gây ra trong ổ đỡ

– Lực dọc trục F_{at} một mặt phân bố đều trên các con lăn (hình 10.9b,c) với lực F_{amax} xác định theo công thức (10.5c), mặt khác gây nên đối với mỗi con lăn trong ổ đỡ chặn một lực toàn phần F_n khá lớn. Vì vậy giá trị của X và Y sẽ khác nhau tùy thuộc vào tỷ số $(F_a/V.R)$

Nếu $F_a/V.R \leq e$ có thể lấy $X = 1$ và $Y = 0$

Nếu $F_a/V.R > e$ thì ảnh hưởng của lực dọc trục đến tuổi thọ của ổ là đáng kể và vì vậy cần phải xác định các giá trị của X và Y khi tính ổ.

Ví dụ 1. Xác định tải trọng dọc trục và hệ số ảnh hưởng X, Y cho ổ bi đỡ chặn có sơ đồ bố trí (hình 10.10). Ổ bi đỡ chặn có $e = 0,30$; $R_A = 1500N$; $R_B = 2500N$ và $F_{at} = 800N$, vòng trong quay cùng trục.



Hình 10.10. Sơ đồ bố trí ổ

Bài giải :

a) Xác định tải trọng dọc trục tác dụng lên ổ

Tải trọng dọc trục tác dụng lên ổ tính toán xác định như sau:

– Nội lực dọc trục F_{si} :

Với ổ bi đỡ chặn thì: $F_{sA} = e.R_A = (0,3).(1500) = 450N$

Và: $F_{sB} = e.R_B = (0,3).(2500) = 750N$

– Xác định lực dọc trục tác dụng lên ổ A và B:

Với ổ A: $\sum \overline{F_{aA}} = \overline{F_{sB}} \pm \overline{F_{at}} = 750 - 800 = -50N < F_{sA} = 450N$

Vậy: $F_{aA} = F_{sA} = 450N$

Với ổ B: $\sum \overline{F_{aB}} = \overline{F_{aA}} \pm \overline{F_{at}} = 675 + 800 = 1175N > F_{sB}$

Vậy: $F_{aB} = \sum F_{sb} = 1175N$

b) Xác định hệ số X và Y

Đối với ổ A: X_A và Y_A

$$\text{Xét: } \frac{F_{aA}}{V.R_A} = \frac{450}{1.1500} = 0,3 = e$$

Nên theo bảng 10.1 với ổ có $e = 0,3$ thì $X_A = 1$ và $Y_A = 0$.

Đối với ổ B: X_B và Y_B

$$\text{Xét: } \frac{F_{aB}}{V.R_B} = \frac{1175}{1.2500} = 0,47 > e \text{ vậy } X_B = 1 \text{ và } Y_B = 1,81.$$

Do vòng trong quay nên lấy $V = 1$.

10.3.2. Chọn ổ lăn theo khả năng tải tĩnh

Với các ổ quay có tốc độ $n < 1$ vg/ph hoặc $1 < n < 10$ vg/ph cần chọn theo khả năng tải tĩnh.

Điều kiện kiểm nghiệm ổ theo khả năng tải tĩnh là:

$$Q_0 < C_0 \quad (10.11)$$

Trong đó: Q_0 là tải trọng tĩnh quy ước, xác định như sau:

$$\text{Ổ đỡ và ổ đỡ chặn: } Q_0 = X_0 R + Y_0 F_a < C_0 \quad (10.12a)$$

$$\text{Hoặc: } Q_0 = R \text{ (khi } \alpha = 0 \text{)}$$

$$\text{Ổ chặn và chặn đỡ: } Q_0 = F_{at} + 2,3 R t g \alpha \quad (10.12b)$$

$$\text{Hoặc: } Q_0 = F_{at} \text{ (khi } \alpha = 0 \text{)}$$

Các hệ số X_0 và Y_0 lấy theo bảng 10.4.

Bảng 10.4. Hệ số X_0 và Y_0 của ổ lăn

Loại ổ	Ổ một dãy		Ổ hai dãy	
	X_0	Y_0	X_0	Y_0
Ổ bi đỡ	0,6	0,5	0,6	0,5
Ổ bi đỡ chặn $\alpha = 12^\circ$ $\alpha = 26^\circ$ $\alpha = 36^\circ$	0,5	0,47	1	0,94
	0,5	0,37	1	0,74
	0,5	0,28	1	0,56
Ổ đĩa côn	0,5	$0,22 \cot \alpha$	1	$0,44 \cot \alpha$



**THƯ VIỆN
HUBT**

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Ví dụ 2: Xác định tải trọng tĩnh quy ước cho ổ bi đỡ chịu tải như sau:

$$R_A = 1500\text{N}, R_B = 2500\text{N} \text{ và } F_{at} = 800\text{N}.$$

Bài giải:

Tải trọng tĩnh của ổ xác định theo (10.9a) như sau:

$$Q_0 = X_0 \cdot R_A + Y_0 \cdot F_a \quad (a)$$

Trong đó X_0 và Y_0 tra bảng 10.3 được: $X_0 = 0,6$ và $Y_0 = 0,5$.

Do $R_A < R_B$ nên chỉ cần xác định Q_{0B}

Thay số vào (a), ta có:

$$Q_{0B} = X_0 \cdot R_B + Y_0 \cdot F_{at} = (0,6) \cdot (2500) + (0,5) \cdot (800) = 1900\text{N}.$$

10.4. CÁC BƯỚC CHỌN Ổ LĂN

10.4.1. Chọn loại và cỡ ổ

Để có thể chọn được loại ổ phù hợp cần căn cứ vào các yếu tố sau đây:

– Loại tải trọng tác dụng lên ổ để chọn loại ổ

Ví dụ:

Khi chịu tác dụng của R và F_{at} : nếu $F_{at}/R \leq 0,3 \rightarrow$ chọn ổ đỡ.

$0,3 < F_{at}/R < 1,5 \rightarrow$ chọn ổ bi đỡ chặn.

$F_{at}/R > 1,5 \rightarrow$ chọn ổ đĩa côn.

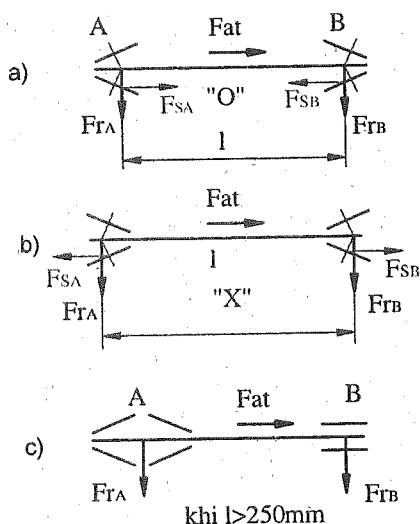
– Đặc tính của tải trọng tác dụng: ổn định hay va đập

– Các yêu cầu làm việc của trục: ví dụ trục cần độ cứng vững cao, trục cần tùy động hoặc cần tự lựa trong quá trình làm việc.

Căn cứ vào loại ổ đã chọn, dựa vào đường kính ngõng trục d , tra bảng được các kích thước và thông số của ổ như: D , B , α , C , C_0 , e ,...

10.4.2. Chọn sơ đồ bố trí

Có 3 loại sơ đồ cơ bản cho ổ đỡ chặn (hình 10.11).



Hình 10.11: Sơ đồ bố trí ổ lăn



THƯ VIỆN
HUBT

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Với các sơ đồ 10.11a,b: chủ yếu sử dụng khi trên trục có lắp bánh trụ răng nghiêng, bánh răng côn hay bánh vít hoặc trục vít có chiều dài $l < 250\text{mm}$. Trong đó phổ biến nhất là sơ đồ hình 10.11a. Riêng sơ đồ hình 10.11c chỉ sử dụng cho trục vít khi trục vít có chiều dài $l > 250\text{mm}$, ở đó trên 1 gối (ví dụ gối A) sử dụng 2 ổ đỡ chặn lắp theo sơ đồ chữ “O” hoặc theo sơ đồ chữ “X”, còn gối kia dùng ổ tùy động (ổ bi đỡ hoặc ổ đĩa tùy tải trọng tác dụng).

10.4.3. Kiểm nghiệm ổ đã chọn theo khả năng tải động và khả năng tải tĩnh

10.4.3.1. Kiểm nghiệm ổ theo khả năng tải động

Xác định khả năng tải động tính toán, C_t theo (10.8).

Kiểm tra điều kiện:

Nếu $C_t < C$ thì kết luận ổ đã chọn thỏa mãn khả năng tải động.

Nếu $C_t > C$ thì kết luận ổ đã chọn không thỏa mãn. Trường hợp này cần chọn giải pháp xử lý cho phù hợp.

10.4.3.2. Kiểm nghiệm ổ theo khả năng tải tĩnh

Xác định khả năng tải tĩnh tính toán Q_0 .

Kiểm tra điều kiện (10.11).

Nếu $Q_0 < C_0$ thì kết luận ổ đã chọn thỏa mãn về khả năng tải tĩnh.

10.5. KẾT CẤU BỘ PHẬN Ổ, BÔI TRƠN VÀ CHE KÍN

10.5.1. Kết cấu bộ phận ổ

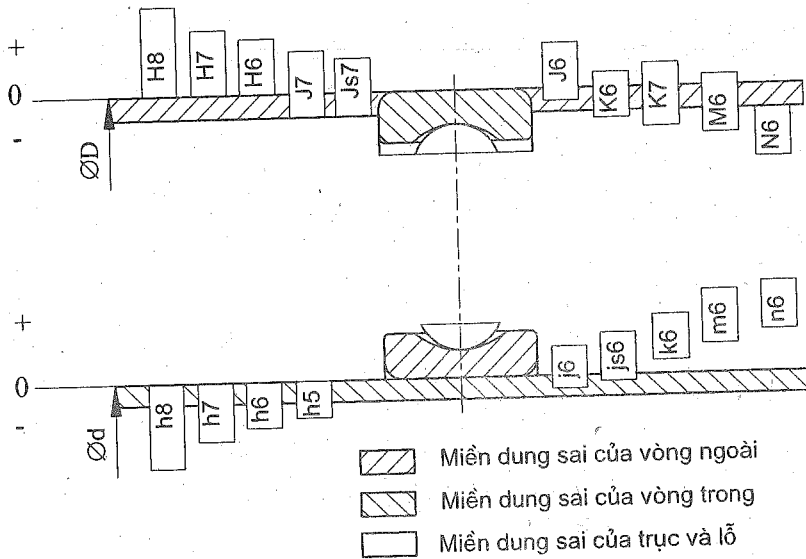
Kết cấu bộ phận ổ cần thỏa mãn các yêu cầu sau:

- Cố định các vòng ổ trên trục và trên vỏ hộp.
- Bôi trơn và lót kín bộ phận ổ.
- Điều chỉnh và tạo độ dôi trong quá trình lắp ghép và sử dụng.

10.5.1.1. Lắp ghép ổ lăn

Vòng trong ổ lăn được lắp lên trục còn vòng ngoài được lắp với vỏ (thân ổ). Do ổ lăn được tiêu chuẩn hóa và các vòng ổ được chế tạo với sai lệch tùy thuộc vào cấp chính xác của ổ mà không phụ thuộc vào tính chất lắp ghép (kiểu lắp), vì vậy trong hệ thống lắp ghép của ổ lăn với trục và vỏ,

vòng ổ được coi là tiết máy cơ bản (vòng trong là lỗ cơ bản, vòng ngoài là trục cơ bản). Trên hình 10.12 lược trích về sơ đồ phân bố miền dung sai của vòng ổ (với cấp chính xác chế tạo ổ lăn) và miền dung sai các kiểu lắp ghép của trục và lỗ tương ứng.



Hình 10.12. Dung sai lắp ghép của ổ lăn

Để lựa chọn kiểu lắp ghép của ổ lăn với trục và vỏ một cách hợp lý, người thiết kế cần xét đến các yếu tố sau:

– Điều kiện chịu tải của vòng ổ:

Chịu tải cục bộ: khi trục quay và chịu tải trọng hướng tâm không đổi thì vòng ngoài ổ lăn chịu tải trọng cục bộ.

Chịu tải tuần hoàn: khi R lần lượt tác động lên toàn bộ đường lăn của vòng ổ và truyền lên toàn bộ bề mặt ghép của vòng ổ với trục và vỏ.

Chịu tải dao động: khi ổ đồng thời chịu tác động của R_1 (không đổi) và R_2 (thay đổi), hợp lực R tác động trên một vùng của vòng không quay và vòng này sẽ chịu tác động của chế độ tải trọng dao động.

– Chế độ làm việc (nhẹ, va đập hay rung động mạnh).

Chọn kiểu lắp ổ lăn cần xét đến chế độ làm việc của ổ. Khi tải trọng càng lớn và va đập càng nhiều thì phải lắp càng chặt.

– Yêu cầu tháo lắp, điều chỉnh (tạo độ dôi hoặc khử khe hở).

– Kích thước ổ lăn và loại ổ.

Trong thực tế, các trường hợp sau đây xảy ra khá phổ biến:

a) Khi trục quay, vỏ hộp đứng yên

– Vòng trong chịu tải tuần hoàn, do đó vòng trong cần được cố định lên trục và trục được chế tạo với dung sai k6; js6; m6 hoặc n6,... tùy thuộc vào chế độ tải trọng và kích thước ổ cũng như loại ổ (xem hình 10.12).

– Vòng ngoài chịu tải cục bộ vì vậy vòng ngoài được lắp lỏng với lỗ hộp và lỗ được chế tạo với dung sai H6; H7; K7; Js7...(xem hình 10.12).

Khi đó trên bản vẽ lắp mỗi ghép giữa ổ với các chi tiết được ghi như sau: Mỗi ghép giữa vòng trong với trục: $\varnothing dk6$ và mỗi ghép giữa vòng ngoài với vỏ được ghi $\varnothing DH7$.

b) Khi trục đứng yên còn vỏ quay và yêu cầu tháo lắp dễ dàng

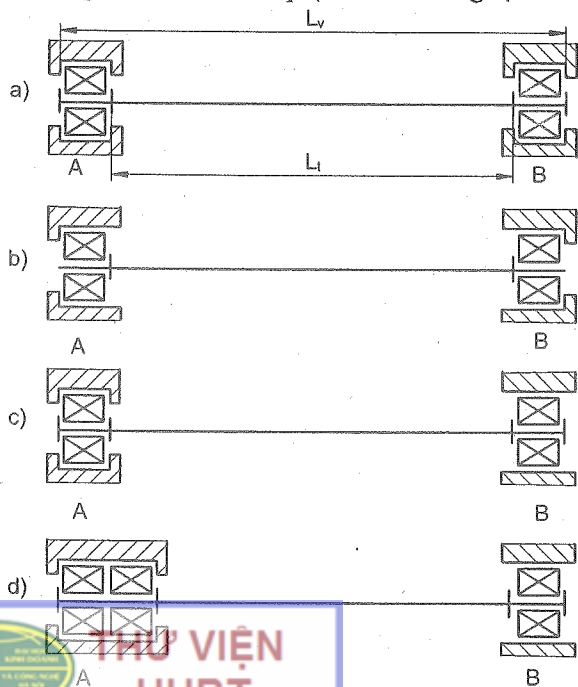
Do yêu cầu cần phải tháo lắp dễ dàng khi thay thế nên vòng trong được lắp lỏng với trục, mặt khác để đảm bảo vòng trong được cố định với trục (do trục đứng yên) cần phải sử dụng kết cấu. Còn vòng ngoài chọn kiểu lắp trung gian để vừa cố định với vỏ đồng thời dễ tháo lắp (chỉ cần dùng lực nhẹ là có thể tháo được vòng ổ).

10.5.1.2. Cố định ổ lăn

Cố định các vòng ổ lăn trên trục và trên vỏ nhằm mục đích không cho ổ dịch chuyển theo phương chiều trục và theo phương hướng tâm. Kết cấu bộ phận ổ phải loại trừ được khả năng gây kẹt do hiện tượng dẫn nở nhiệt hoặc do sai số chế tạo.

Chọn phương pháp cố định vòng ổ cần dựa vào:

– Loại ổ: ổ đỡ, ổ đỡ chặn, ổ tủy động hay ổ tự lựa.



Hình 10.13. Phương án cố định ổ lăn trên trục và vỏ

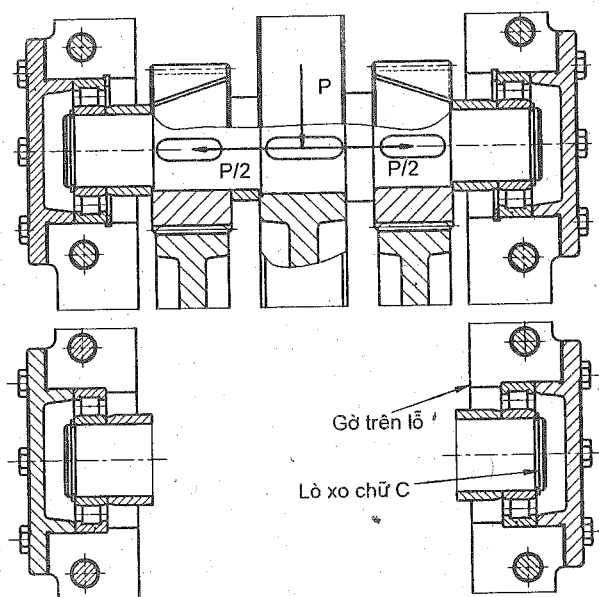
– Sơ đồ bố trí ổ trên trục.

– Tính chất làm việc của trục: trục cần cố định hay cần di động theo phương chiều trục trong quá trình làm việc.

Có thể lựa chọn một trong các phương án sau (hình 10.13).

a) *Phương án a (hình 10.13a)*: Các vòng ổ đều được cố định trên trục và trên vỏ về cả hai phía. Trường hợp này được dùng khi trên trục được lắp ổ tùy động cho phép trục có thể di chuyển theo phương chiều trục trong quá trình làm việc.

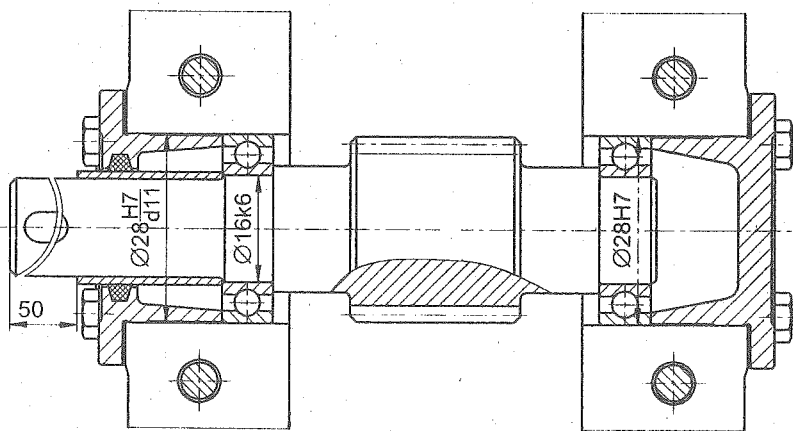
Ví dụ trong HGT khai triển phân đôi có cặp bánh răng chữ V thì các gối A và B của một trong hai trục đều phải lắp ổ tùy động để trục có thể di chuyển về hai phía đảm bảo cho tải trọng được phân đều lên cả hai bánh răng (hình 10.14). Có thể sử dụng nhiều kiểu khác nhau để cố định vòng ổ trên vỏ như kết hợp nắp ổ với vòng lò xo chữ C, hoặc gờ trên lỗ để cố định vòng ngoài còn cố định vòng trong trên trục nhờ vòng lò xo chữ C và gờ trục hoặc bạc chặn.



Hình 10.14. Các phương án cố định vòng ổ tùy động trên trục và trên vỏ

b) *Phương án b (hình 10.13b)*: Mỗi ổ bạc chế trục di chuyển về một phía, khi đó vòng trong và vòng ngoài chỉ cố định một phía nhờ nắp ổ

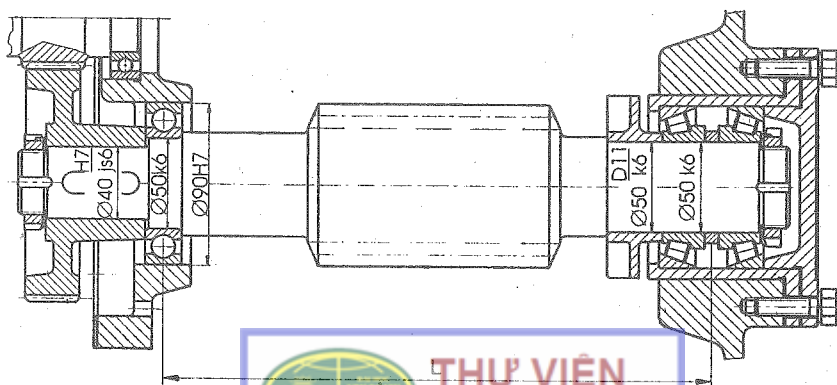
(với vòng ngoài) và gờ trục (với vòng trong) (hình 10.15). Trường hợp này chủ yếu dùng cho trục lắp ổ đỡ, ổ đỡ chặn với chiều dài trục không lớn ($l < (6...8)d$) như đối với các trục trong các HGT bánh răng trụ, trục bánh vít, các trục trong HGT bánh răng côn.



Hình 10.15. Sơ đồ cố định ổ lăn

c) *Phương án c&d (hình 10.13c,d)*: Một trong hai ổ được cố định còn ổ kia tùy động (có thể di chuyển dọc trục). Trường hợp này thường dùng cho trục có chiều dài lớn ($l > 250\text{mm}$ với trục vít) để bù trừ giãn dài của trục do nhiệt sinh ra trong quá trình làm việc (ví dụ trục của trục vít, trục bánh răng côn dẫn) hoặc trục đặt trên các vỏ máy khác nhau. Có thể dùng một hoặc hai ổ lắp theo sơ đồ chữ X hoặc chữ O đối với gối cố định, gối kia lắp ổ tùy động (hình 10.16).

Có nhiều phương pháp để cố định các vòng ổ trên trục: vòng lò xo, đệm cánh, cóc lót, gờ trên trục và trên lỗ,... (tham khảo thêm trong [4]).



Hình 10.16. Sơ đồ cố định ổ lăn một đầu



THƯ VIỆN
HUYẾT

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

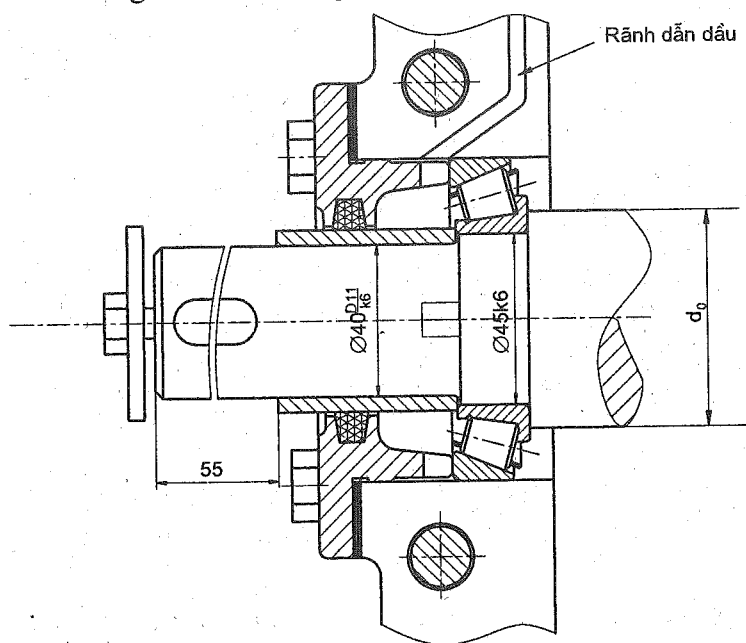
10.5.2. Bôi trơn và che kín ổ lăn

10.5.2.1. Bôi trơn bộ phận ổ

Bôi trơn bộ phận ổ là rất cần thiết vì khi ổ được bôi trơn tốt, sẽ:

- Giảm ma sát, mài mòn và do đó tăng hiệu suất và tuổi thọ của ổ.
- Giảm nhiệt sinh ra trong ổ.
- Bảo vệ không cho các chất rắn, bẩn xâm nhập vào ổ.
- Ngoài ra chất bôi trơn còn có tác dụng làm giảm tiếng ồn và khe hở giữa ổ và các bộ phận che kín ổ.

Ổ thường được bôi trơn bằng dầu hoặc bằng mỡ tùy theo điều kiện làm việc cụ thể. Nói chung ổ bôi trơn bằng dầu sẽ tốt hơn ổ bôi trơn bằng mỡ do:



Hình 10.17a. Kết cấu ổ bôi trơn bằng dầu có rãnh dầu hoặc không có rãnh dẫn dầu

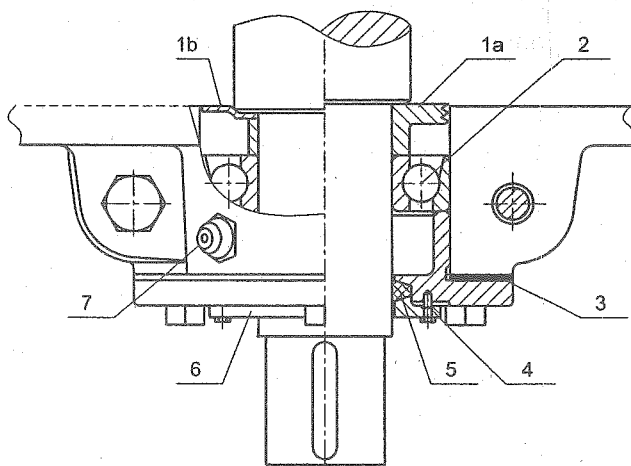
– Dầu có khả năng lưu thông tốt hơn nên nhiệt sinh ra trong ổ ít hơn, các chất bẩn như các hạt mài mòn sẽ bị cuốn theo dầu sau đó lắng đọng ở đáy hộp nên tuổi thọ về mòn của ổ cũng tăng lên.

– Kết cấu ổ bôi trơn bằng dầu đơn giản hơn so với ổ bôi trơn bằng mỡ (hình 10.17a) (không cần vòng chắn dầu, không cần vít tra mỡ).

Dầu được đưa vào để bôi trơn cho ổ có thể thực hiện bằng nhiều cách khác nhau tùy thuộc vào điều kiện cụ thể.

– Với các máy có nhiều ổ (máy cắt gọt kim loại) nhưng lại nằm ở các vị trí khác nhau trong máy thì có thể sử dụng một bơm dầu để bơm dầu và dẫn dầu vào từng ổ để bôi trơn cho ổ.

– Với các ổ của hộp số (hộp số xe máy, xe ô tô) hoặc hộp giảm tốc (HGT) 1, 2 hoặc 3 cấp thì dầu bôi trơn cho ổ nhờ hiện tượng sương mù (khi các bánh răng được ngâm trong dầu và quay với vận tốc lớn, nhờ hiện tượng ly tâm mà dầu được văng lên tạo thành sương mù dày đặc). Với các HGT mà các bánh răng quay với vận tốc không lớn thì có thể dùng thêm rãnh dẫn dầu để dẫn dầu vào bôi trơn cho ổ (hình 10.17a).



Hình 10.17b. Kết cấu ổ bôi trơn bằng mỡ

Theo kinh nghiệm với các ổ trong HGT, nếu bánh răng có $v \geq 3\text{m/s}$ thì ổ được bôi trơn bằng dầu. Nếu $v < 3\text{m/s}$ thì sử dụng thêm rãnh dẫn dầu và khi v nhỏ quá thì ổ được bôi trơn bằng mỡ. Trong trường hợp này cần che kín bằng vòng chắn dầu (mỡ) (chi tiết 1a hoặc 1b trên hình 10.17b) để dầu không lẫn vào mỡ làm mỡ bị loãng ra và chảy ra ngoài. Lượng mỡ tra vào ổ được chọn tùy thuộc vào vận tốc quay của ổ, thường không vượt quá 2/3 thể tích phần rỗng của bộ phận ổ. Ngoài ra với ổ bôi trơn bằng mỡ cần làm thêm vú tra mỡ (chi tiết số 7 ở hình 10.17b) để định kỳ bổ sung mỡ vào ổ mà không cần phải tháo lắp phức tạp.

10.5.2.2. Lót kín bộ phận ổ

Với tất cả các ổ bôi trơn cần phải lót kín bộ phận ổ để tránh chất bôi trơn chảy ra ngoài gây tổn thất chất bôi trơn và làm bẩn bộ phận máy. Tùy thuộc vào hình dạng bề mặt cần lót kín (dạng chuyển động và hình dạng bề

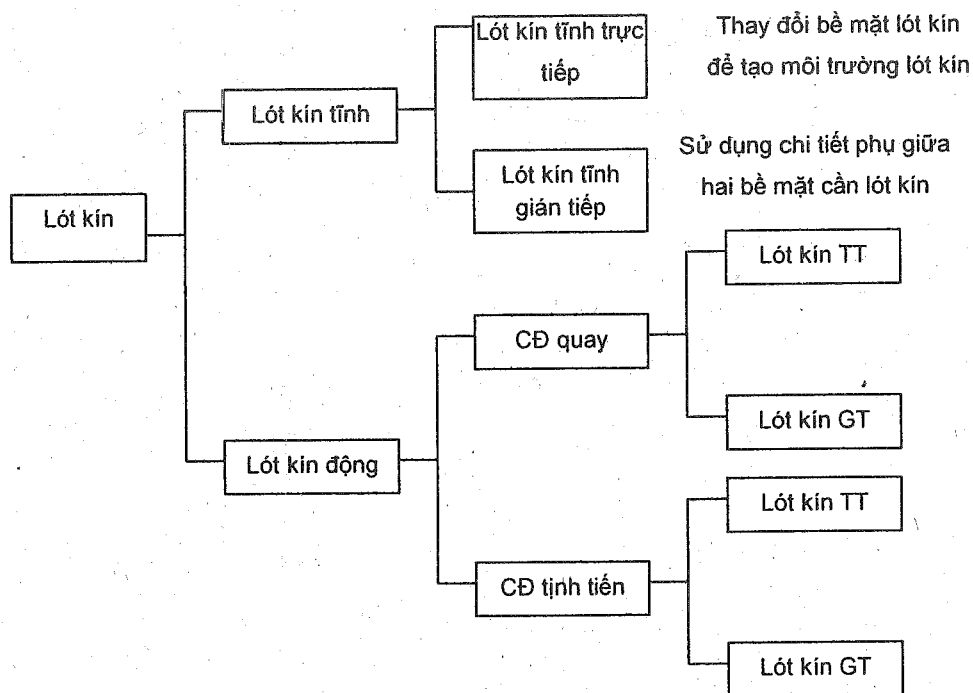
mặt cần lót kín) và loại vật liệu bôi trơn (dầu, mỡ hay khí) mà lót kín được phân ra:

- Lót kín tĩnh: giữa hai bề mặt cố định (giữa nắp ổ và thân ổ).
- Lót kín động: giữa hai bề mặt có chuyển động tương đối với nhau (giữa ngõng trục và nắp ổ) xem sơ đồ hình 10.18.

a) Các loại lót kín tĩnh

Trong lót kín tĩnh được phân ra hai loại:

- *Lót kín tĩnh trực tiếp*
 - + Sử dụng các bề mặt được gia công chính xác tiếp xúc nhau: mặt côn, mặt cầu hay mặt phẳng.
 - + Gia công nhẵn bề mặt cần lót kín (R_a và R_z nhỏ).
 - + Sử dụng chất làm đặc phủ lên bề mặt cần lót kín (nước thủy tinh lỏng).



Hình 10.18. Phân loại lót kín bộ phận ổ

Ví dụ: bề mặt ghép giữa nắp và thân HGT cần được lót kín. Ở đây không sử dụng được đệm lót kín mà bề mặt được gia công phẳng và nhẵn, đồng thời sử dụng nước thủy tinh lỏng đổ lên bề mặt ghép.



– *Lót kín tĩnh gián tiếp*: được thực hiện nhờ đệm lót kín bị biến dạng đàn hồi hay dẻo. Vật liệu các loại lót kín có thể:

- + Đệm bằng giấy cartông;
- + Đệm lót kín bằng cao su tự nhiên hay cao su tổng hợp;
- + Đệm lót kín bằng đồng.

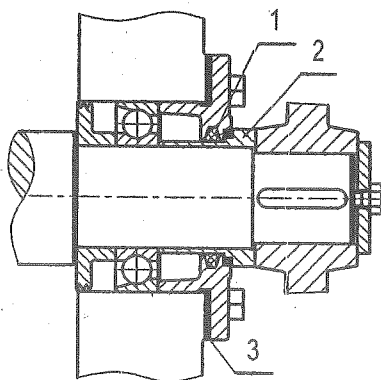
Hình dạng của đệm: Tuỳ thuộc vào hình dạng bề mặt lót kín, thường đệm được chế tạo sẵn theo kích cỡ.

Với các nắp ổ HGT, vừa để lót kín và vừa để điều chỉnh (điều chỉnh vị trí bánh răng khi lắp, tạo độ dôi hoặc khử khe hở của ổ lăn khi ổ bị mòn) thì sử dụng đệm kim loại mỏng bằng đồng (chi tiết số 3 trên hình 10.17b). Nếu như các chi tiết lắp trên trục được chế tạo chính xác thì vai trò điều chỉnh sẽ không còn nữa vì vậy có thể sử dụng đệm lót kín bằng cartông.

b) Lót kín động

Được thực hiện khi hai bề mặt cần lót kín có chuyển động tương đối với nhau, gồm hai loại: lót kín động trực tiếp và lót kín động gián tiếp.

– *Lót kín động trực tiếp*: được thực hiện nhờ chiều dài của 2 bề mặt tiếp xúc nhau hoặc thay đổi hình dạng bề mặt nhờ vòng đệm dích rắc. Lót kín bằng vòng dích rắc thuộc kiểu lót kín rất tốt, có thể dùng cho ổ bôi trơn mỡ hoặc dầu, không phụ thuộc tốc độ quay của ngõng trục. Có thể dùng độc lập hoặc phối hợp với các kiểu lót kín khác (hình 10.19). Các vòng dích rắc có thể phân bố theo chiều dọc hoặc ngang.



Hình 10.19. Lót kín bằng vòng dích rắc

– *Lót kín động gián tiếp*: nhờ đệm lót kín. Đệm lót kín có nhiều loại không điều chỉnh (hình 10.17a) hoặc có thể điều chỉnh khe hở khi lót kín bị mòn nhờ tấm hãm và vít điều chỉnh (hình 10.17b).

Kết cấu và kích thước các loại đệm lót kín có thể tham khảo thêm [4].

10.6. SO SÁNH Ổ TRƯỢT, Ổ LĂN VÀ PHẠM VI SỬ DỤNG

Qua nghiên cứu hai loại gối đỡ trục, ta có thể đưa ra một số ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng của từng loại để có thể chọn được loại gối đỡ trục thích hợp khi thiết kế, xem bảng sau.

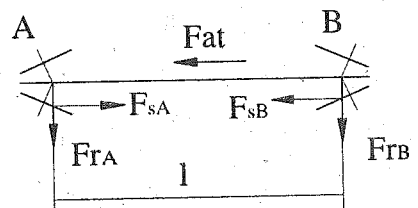
Ổ trượt	Ổ lăn
<u>Ưu điểm:</u> - Hệ số ma sát rất nhỏ nhưng không ổn định (nếu ổ làm việc ở chế độ ma sát ướt thì $f = 0,001 \dots 0,008$); - Chịu được tải trọng va đập, rung động; - Làm việc có độ tin cậy cao khi vận tốc lớn; - Kích thước hướng kính nhỏ. <u>Nhược điểm:</u> - Chăm sóc, bảo dưỡng phức tạp; - Tổn hao về ma sát lớn và sinh nhiệt nhiều đặc biệt khi phải thường xuyên đóng và mở; - Kích thước chiều trục tương đối lớn; - Phải sử dụng kim loại màu để chế tạo lót ổ. <u>Phạm vi sử dụng:</u> - Khi đường kính ngõng trục quá lớn nằm ngoài tiêu chuẩn ổ lăn; - Khi cơ cấu làm việc với vận tốc rất lớn và cần chính xác (trục chính các máy công cụ) hoặc quay với vận tốc rất nhỏ, không cần chính xác; - Khi cần dùng ổ hai nửa để dễ dàng lắp ghép (ổ giữa trục khuỷu); - Khi ổ làm việc trong môi trường ăn mòn.	<u>Ưu điểm:</u> - Hệ số ma sát nhỏ ($f = 0,01 \dots 0,05$) và ổn định không phụ thuộc vào vật liệu bôi trơn ổ lăn và chế độ làm việc; - Bảo dưỡng và chăm sóc đơn giản; - Mức độ tiêu chuẩn hóa và lắp lẫn cao nên thay thế thuận tiện và giá thành rẻ; - Kết cấu bộ phận ổ đơn giản đặc biệt khi ổ đồng thời chịu tải trọng R và F_a; - Kích thước chiều trục kính nhỏ. <u>Nhược điểm:</u> - Khả năng chịu tải trọng va đập kém; - Có nhiều tiếng ồn đặc biệt khi ổ có độ chính xác thấp; - Tuổi thọ của ổ thấp nếu làm việc với vận tốc cao; - Lắp ghép tương đối khó đặc biệt khi ổ có kích thước lớn; - Kích thước hướng kính lớn. <u>Phạm vi sử dụng:</u> Ổ lăn được dùng phổ biến hơn ổ trượt

10.7. VÍ DỤ

Chọn loại ổ lăn cho trục lắp bánh răng côn, biết $R_A = 1500N$; $R_B = 2500N$; $F_{at} = 800N$; trục có $d = 40mm$, quay với tốc độ $n = 630vg/ph$; thời hạn sử dụng $t_{\Sigma} = 40000$ giờ, chế độ tải trọng không đổi. Ổ bố trí theo sơ đồ hình 10.20.

Bài giải:

1. Chọn loại ổ. Do trục chịu đồng thời cả lực hướng tâm và lực dọc trục và trục lắp bánh răng côn đòi hỏi độ cứng cao, độ chính xác vị trí trục và chi tiết quay cao do đó



Hình 10.20. Sơ đồ bố trí ổ lăn

ta chọn ổ đĩa côn một dãy: ổ này có khả năng chịu cả lực dọc trục và lực hướng tâm, tháo lắp đơn giản, điều chỉnh khe hở và bù lượng mòn thuận tiện.

Theo TCVN 1059–2007 chọn sơ bộ ổ đĩa côn cỡ nhẹ có ký hiệu 7208.

Đường kính trong, d	Đường kính ngoài, D	Chiều rộng ổ, T	Góc tiếp xúc, α°	Khả năng tải động, C	Khả năng tải tĩnh, C ₀
40mm	80mm	19,75	14,33 ⁰	46,5 KN	32,5KN

2. Chọn sơ đồ bố trí ổ lăn: ổ được bố trí theo sơ đồ chữ “O” (xem hình 10.20).

3. Kiểm tra ổ đã chọn.

a) Kiểm nghiệm ổ theo khả năng tải động

Khả năng tải động tính toán xác định theo công thức sau: $C_L = Q \cdot L^{1/m}$

Trong đó: Q là tải trọng quy ước xác định theo: $Q = (X \cdot V \cdot R_i + Y F_i)$

Với:

R_i là tải trọng hướng tâm tác dụng lên gối: $R_A = 1500N$ và $R_B = 2500N$.

– Xác định F_{ai} là tải trọng dọc trục tác dụng lên ổ A và B như sau:

Nội lực dọc trục do lực hướng tâm gây ra trên các ổ A và B:

Với ổ đĩa côn thì: $F_{sA} = 0,83 \cdot e \cdot R_A = 0,83 \cdot 0,384 \cdot 1500 = 478N$

Và: $F_{sB} = 0,83 \cdot e \cdot R_B = 0,83 \cdot 0,374 \cdot 2500 = 1792N$

Trong đó $e = 1,5 \cdot \tan \alpha = 0,384$

$$\sum F_{sA} = F_{sB} + F_{at} = 1792 + 800 = 2592N > F_{sA} \text{ nên } F_{aA} = \sum F_{sA} = 2592N$$

$$\sum F_{sB} = F_{sA} - F_{at} = 478 - 800 = -322N < F_{sB} \text{ nên } F_{aB} = F_{sB} = 1792N$$

Trong đó $F_{sA} = 478N$ và $F_{sB} = 1792N$

– Xác định hệ số X_i và Y_i

$$\text{Xét: } \frac{F_{aA}}{V \cdot R_A} = \frac{2592}{1,1500} = 1,72 > e \text{ nên } X_A = 0,4 \text{ và } Y_A = 0,4 \cot g(14) = 1,60$$

$$\frac{F_{aB}}{V \cdot R_B} = \frac{1792}{1,2500} = 0,71 > e = 0,384 \text{ nên } X_B = 0,4 \text{ và } Y_B = 1,6$$

– Tính tải trọng tương đương Q_i

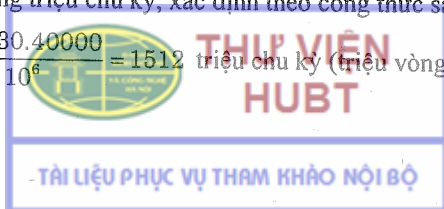
$$\text{Với ổ A: } Q_A = (1) \cdot (0,4) \cdot (1500) + (1,6) \cdot (2592) = 4747N$$

$$\text{Với ổ B: } Q_B = (1) \cdot (0,4) \cdot (2500) + (1,60) \cdot (1792) = 3867N$$

Do trên một trục, 2 gối được lắp cùng loại ổ nên chỉ cần tiến hành kiểm nghiệm cho ổ có $Q_{\max}$ tức là tiến hành kiểm nghiệm cho ổ A với $Q_A = 4747N$.

– Tuổi thọ ổ lăn tính bằng triệu chu kỳ, xác định theo công thức sau:

$$L = \frac{60 \cdot n L_h}{10^6} = \frac{60 \cdot 630 \cdot 40000}{10^6} = 1512 \text{ triệu chu kỳ (triệu vòng quay).}$$



Vậy khả năng tải động tính toán:

$$C_t = Q.L^{3/10} = 4747.(1512)^{3/10} = 42,685\text{KN} < C = 46,5\text{KN}$$

Vậy ổ đã chọn thỏa mãn điều kiện bền mỏi. Trong trường hợp này nếu chọn ổ siêu nhẹ thì không thỏa mãn.

b) Kiểm tra khả năng tải tĩnh của ổ

Khả năng tải tĩnh của ổ xác định theo công thức sau: $Q_0 = X_0.R + Y_0.F_a$

Trong đó: với ổ đĩa côn thì: $X_0 = 0,5$ và $Y_0 = 0,22\cotg 14^\circ = 0,889$, $R_A = 2500\text{N}$ và $F_{aA} = 1792\text{N}$

Vậy $Q_0 = X_0.R + Y_0.F_a$

$$= (0,5).(2500) + (0,889).1792 = 2843\text{N} < C_0 = 32,7\text{kN}.$$

Vậy ổ đã chọn thỏa mãn khả năng tải tĩnh.

CÂU HỎI ÔN TẬP

Câu 1.

- a) Trong những trường hợp nào dùng ổ lăn tốt hơn ở trượt?
- b) Vì sao phải bôi trơn ổ? Khi nào nên bôi trơn ổ bằng dầu và khi nào nên bôi trơn bằng mỡ? Bôi trơn ổ bằng dầu (hoặc bằng mỡ) được thực hiện bằng cách nào?

Câu 2.

- a) Căn cứ vào những điểm nào để chọn ổ (loại ổ và cỡ ổ) cho gối đỡ trục quay?
- b) Trình bày phương pháp chọn (hoặc kiểm nghiệm) ổ lăn theo khả năng tải động. Nếu ổ đã chọn mà không thỏa mãn thì giải quyết bằng cách nào?
- c) Vì sao khi vòng trong của ổ quay thì tuổi thọ của ổ lại lớn hơn so với khi vòng ngoài quay? Để vòng trong quay cùng với trục (hoặc đứng yên so với trục) thì thực hiện bằng cách nào?



Chương 11

LÒ XO

11.1. KHÁI NIỆM CHUNG

11.1.1. Công dụng

Lò xo là chi tiết có tính đàn hồi cao, có khối lượng và kích thước nhỏ. Lò xo được dùng để:

- Tạo lực ép trong các cơ cấu (phanh, khớp nối,...).
- Giảm chấn (trong các bộ phận giảm chấn của xe máy, ô tô, tàu hỏa,...).
- Thực hiện các dịch chuyển về vị trí ban đầu.
- Đo lực trong các cơ cấu đo (trong lực kế, cân lò xo,...).
- Tích lũy cơ năng và làm việc như động cơ (đây cót đồng hồ,...).

11.1.2. Cấu tạo

Tùy thuộc vào điều kiện làm việc mà cấu tạo của lò xo được phân ra:

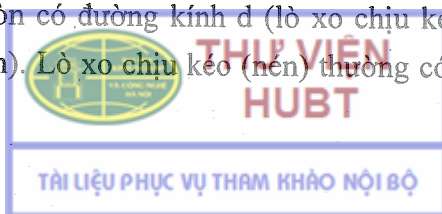
- Theo dạng chịu tải: lò xo chịu kéo (nén); lò xo xoắn; lò xo chịu uốn.
- Theo dạng kết cấu: lò xo xoắn ốc trụ; lò xo xoắn ốc côn; lò xo lá; lò xo đĩa. Hình 11.1 là một số lò xo điển hình.

11.2. LÒ XO XOẮN ỐC TRỤ CHỊU KÉO (NÉN)

11.2.1. Cấu tạo và các thông số hình học

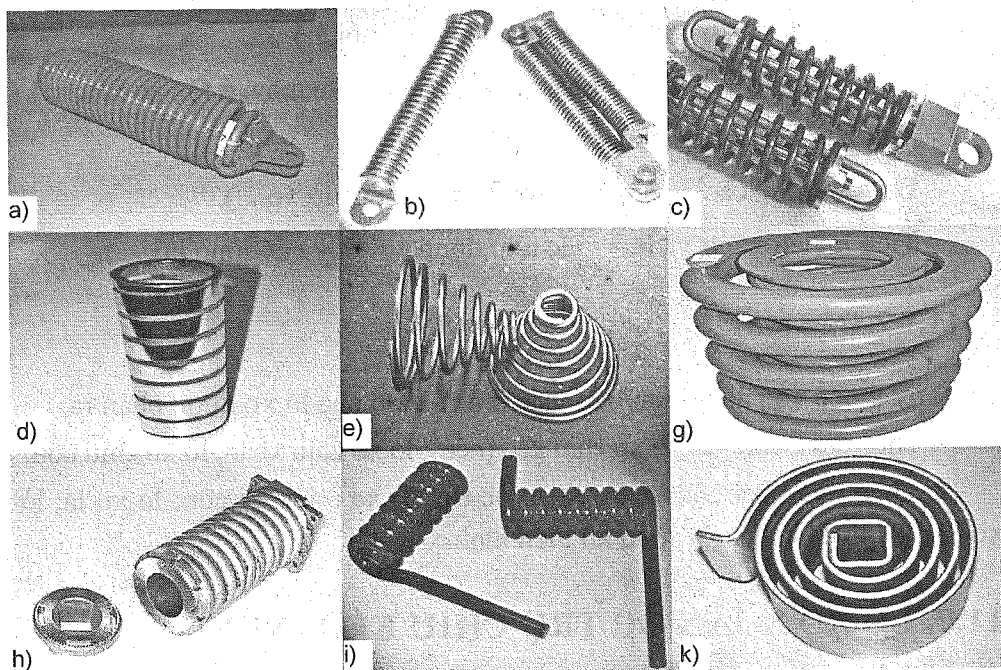
11.2.1.1. Cấu tạo và các đặc điểm

Trên hình 11.2 là cấu tạo của lò xo xoắn ốc trụ chịu nén. Lò xo thường được chế tạo từ thép tròn có đường kính d (lò xo chịu kéo) hoặc tiết diện chữ nhật (lò xo chịu uốn). Lò xo chịu kéo (nén) thường có những đặc điểm sau (bảng 11.1):



Bảng 11.1. Đặc điểm của lò xo

Lò xo chịu kéo (hình 11.1a, b)	Lò xo chịu nén (hình 11.1e, g, h)
Các vòng siết nhau	Giữa các vòng có khe hở
Bước lò xo: $p = d$	$p - d < (0,1..0,2)\lambda_{\min}/n$
Có móc để liên kết với các chi tiết khác	Các vòng đầu và cuối được mài phẳng
$H_0/D < 2,5...3$ (lò xo làm việc ổn định) khi H_0/D phải có lõi bên trong	
Các lò xo phải căng với lực căng ban đầu: $F_{\min} = (1/3...1/4)F_{\lim}$ $F_{\lim}$: giá trị lực tới hạn sao cho ứng suất trong lò xo đạt σ_{gh}	



Hình 11.1. Một số lò xo được sử dụng nhiều trong các máy công tác

a, b) Lò xo xoắn ốc trụ chịu kéo; d) Lò xo xoắn ốc trụ chịu nén;
e, g) Lò xo xoắn ốc côn chịu nén; h) Lò xo đĩa chịu nén; i, k) Lò xo chịu xoắn.



**THƯ VIỆN
HUBT**

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

11.2.1.2. Các thông số hình học cơ bản (hình 11.2)

d là đường kính dây lò xo.

D là đường kính trung bình của lò xo.

c là chỉ số lò xo: $c = D/d$.

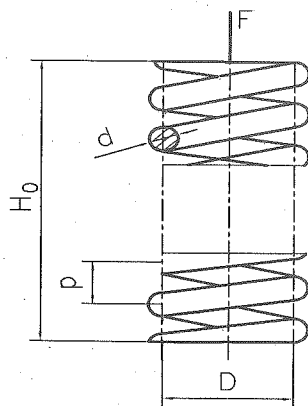
$$d < 2,5 \quad 3 \dots 5 \quad 6 \dots 10$$

$$c \quad 5 \dots 12 \quad 4 \dots 10 \quad 4 \dots 9$$

n là số vòng làm việc của lò xo.

p là bước lò xo.

α là góc vít $\tan \alpha = p/\pi D$.



Hình 11.2. Cấu tạo lò xo chịu nén

11.2.2. Tải trọng và ứng suất tác dụng lên lò xo

Ngoài lực F (kéo hoặc nén đúng tâm) tác dụng lên lò xo. Trong tiết diện của dây lò xo sẽ chịu tác dụng của các lực F và T , tiếp tục phân lực F và T thành các thành phần (hình 11.3).

$$F \begin{cases} N = F \sin \alpha \\ Q = F \cos \alpha \end{cases} \quad T = 0,5FD \begin{cases} T' = T \cos \alpha \\ Mu = T \sin \alpha \end{cases}$$

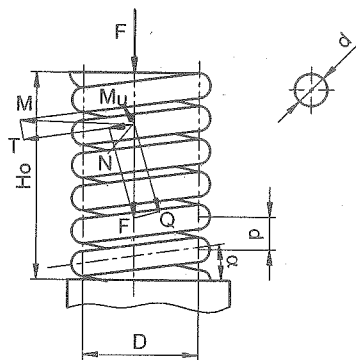
Vì α nhỏ ($8 \dots 12^\circ$) nên các lực N , Q và Mu sẽ gây nên các ứng suất tương đối nhỏ. Vì vậy chỉ xét ứng suất τ do T gây ra:

Ứng suất xoắn lớn nhất được xác định theo công thức sau đây:

$$\tau = \frac{k \cdot T}{W_0} = \frac{8 \cdot k \cdot F \cdot D}{\pi \cdot d^3} \quad (11.1)$$

Trong đó k là hệ số xét đến độ cong của dây lò xo, với dây lò xo tiết diện tròn thì có thể tính k theo công thức sau:

$k = \frac{4c+2}{4c-3}$. Khi đã chọn trước tỷ số $c = D/d$ thì k có thể lấy theo các giá trị cho trong bảng 11.2.



Hình 11.3. Lực trong tiết diện dây lò xo chịu nén F đúng tâm

Bảng 11.2. Hệ số ảnh hưởng k trong tính toán lò xo

$c = D/d$	4	5	6	8	10	12
k	1,37	1,29	1,24	1,17	1,14	1,11

11.2.3. Chuyển vị của lò xo khi chịu tải

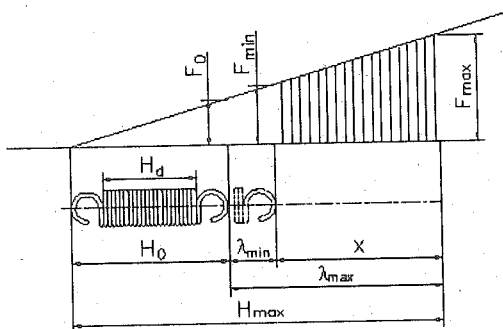
11.2.3.1. Chuyển vị đàn hồi dọc trục lò xo

Trên hình 11.4 là chuyển vị của lò xo khi chịu tải dọc trục F . Ban đầu, lò xo được căng bởi lực $F_{\min}$ tương ứng với chuyển vị $\lambda_{\min}$. Khi chịu $F_{\max}$ chuyển vị tương ứng sẽ là $\lambda_{\max}$. Chuyển vị đàn hồi dọc trục của lò xo được xác định theo phương pháp Castiliano khi chịu tác dụng của mômen T theo công thức sau:

$$\lambda = \int_0^1 \frac{T\bar{T}}{GJ_0} dz = \frac{8FD^3n}{Gd^4} \quad (11.2a)$$

$$\text{hoặc: } \lambda = \frac{8FD^3n}{Gd^4} = \lambda_1 n F \quad (11.2b)$$

$$\text{với: } \lambda_1 = \frac{8D^3}{Gd^4} = \frac{8c^3}{Gd}$$



Hình 11.4. Chuyển vị lò xo khi chịu lực kéo F

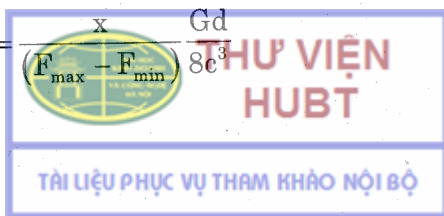
Từ (11.2b) thấy rằng chuyển vị của lò xo λ (độ mền của lò xo) tỷ lệ với λ_1 (chuyển vị của 1 vòng lò xo dưới tác dụng của lực đơn vị), n và F và hoàn toàn có thể xác định được theo phương của lực và tại thời điểm tác dụng của lực F .

Khi $F: F_{\min} \dots F_{\max}$ các chuyển vị ứng với $\lambda_{\max}$ và $\lambda_{\min}$

Vậy chuyển vị làm việc của lò xo: $x = \lambda_{\max} - \lambda_{\min} = \lambda_1 (F_{\max} - F_{\min})$

Số vòng làm việc của lò xo n :

$$n = \frac{x}{F_{\max} - F_{\min}} \cdot \frac{Gd}{8c^3} \quad (11.3)$$



11.2.3.2. Độ cứng của lò xo

Từ (11.12b) suy ra độ cứng của lò xo như sau:

$$k_c = \frac{F}{\lambda} = \frac{1}{\lambda_1 \cdot n} \quad (11.4)$$

11.2.3.3. Ổn định của lò xo chịu nén

Đối với lò xo chịu nén khi chiều dài của lò xo tương đối lớn cần kiểm tra độ ổn định của lò xo. Để tránh mất ổn định theo phương dọc trục, chiều cao toàn bộ của lò xo H_0 phải thỏa mãn điều kiện sau:

$$H_0/D < 2,5 \dots 3 \quad (11.5)$$

Khi điều kiện (11.5) không thỏa mãn thì phải làm lõi bên trong hoặc lò xo được đặt trong ống bọc để tránh hiện tượng uốn dọc (mất ổn định) của lò xo.

11.2.4. Tính lò xo

Đường kính dây được xác định từ điều kiện bền:

$$\tau = \frac{kT}{W_0} \leq [\tau] \quad (11.6)$$

k là hệ số xét đến ảnh hưởng độ tăng ứng suất ở mép trong của lò xo do dây bị uốn cong: $k = \frac{4c + 2}{4c - 3}$

Từ (11.6) suy ra: $d \geq 1,6 \sqrt{\frac{kcF_{\max}}{[\tau]}}$ (11.7)

Chú ý: Để có thể áp dụng được công thức (11.7):

– Cần chọn trước $c = D/d$

$d, \text{ mm}$	$< 2,5$	$3 \dots 5$	$6 \dots 12$
c	$5 \dots 12$	$4 \dots 10$	$4 \dots 9$

– Khi xác định được d , cần kiểm tra sự tương quan của c và d và lấy d theo dãy tiêu chuẩn.

Xác định các thông số của lò xo:

– Số vòng làm việc: $n = \frac{x}{(F_{\max} - F_{\min})} \frac{Gd}{8c^3}$

Sau khi tính được số vòng theo (11.7) cần làm tròn đến 1/2 vòng khi $n < 20$ vòng và đến 1 vòng khi $n > 20$ vòng.

- Đường kính trung bình $D = cd$.
- Các thông số khác tùy thuộc lò xo chịu kéo hay nén.

11.2.5. Tính lò xo chịu tải trọng thay đổi

Khi lò xo chịu tải trọng thay đổi với chu kỳ thay đổi lớn như các lò xo của các van trong động cơ đốt trong thì lò xo thường bị phá hỏng do mỏi. Giả sử lò xo chịu tải trọng thay đổi từ $F_{\min}$ đến $F_{\max}$, khi đó biên độ của tải trọng và tải trọng trung bình xác định theo các công thức sau:

$$F_a = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} \quad \text{và} \quad F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} \quad (11.8)$$

Và biên độ của ứng suất và ứng suất trung bình tương ứng sẽ là:

$$\tau_a = \frac{8kDF_a}{\pi d^3} \quad \text{và} \quad \tau_m = \frac{8kDF_m}{\pi d^3} \quad (11.9)$$

Hệ số an toàn mỏi được xác định theo công thức Goodman như sau:

$$\frac{1}{S_r} = \frac{\tau_a}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_b} \geq 1,5 \dots 2,2 \quad (11.10)$$

Trong đó: τ_{-1} là ứng suất giới hạn mỏi của lò xo trong chu trình đối xứng, xác định tùy thuộc vật liệu chế tạo lò xo, bảng 11.2.

r là hệ số chu trình ứng suất: $r = \tau_{\min} / \tau_{\max}$

Bảng 11.2. Cơ tính của một số vật liệu lò xo

Nhóm thép	Kéo (nén), MPa		Xoắn, MPa			
	σ_b	σ_{ch}	τ_b	τ_{ch}	τ_0	τ_{-1}
Thép cacbon trung bình	1500...1600	1000...1200	850...1000	600...800	450...800	300...400
Thép nhiều cacbon	1450...1700	9500...1350	1100...1400	600...900	450...850	350...400
Thép crôm – vanadi	1600...1750	1500...1600	1200...1300	950...1000	500...900	500...550
Thép silic – mangan	1600...1700	1400...1500	1350	950...1000	950...1000	
Thép silic – vanadi	1400...1500	9500...1050	1200...1250	900	400...450	

11.3. Lò xo xoắn ốc trụ chịu xoắn

Về cấu tạo của lò xo xoắn ốc trụ chịu xoắn cũng tương tự như lò xo xoắn ốc trụ chịu kéo (nén). Điểm khác biệt là cấu tạo của đầu dây và các

vòng của lò xo không cần thiết phải sát nhau mà có khe hở nhỏ khoảng 0,5mm (hình 11.1i) và khi mắc lò xo không cần thiết tạo mômen xoắn ban đầu. Khi chịu mômen xoắn T, trên mỗi tiết diện dây chịu tác dụng của mômen uốn M bằng với mômen tác dụng từ bên ngoài vào.

Tương tự lò xo nén, phân M thành các thành phần:

– Mômen uốn các vòng lò xo: $M_u = M \cdot \cos \alpha$.

– Mômen xoắn các vòng lò xo: $M_x = M \cdot \sin \alpha$.

Trong đó α là góc nâng của vòng lò xo, thường $\alpha = 12^\circ \dots 15^\circ$ nên trong tính toán có thể bỏ qua M_x và coi dây lò xo chịu mômen uốn $M = T$.

Ứng suất uốn lớn nhất xuất hiện trên dây lò xo được xác định theo công thức sau:

$$\sigma = \frac{k \cdot T}{W_u} = \frac{32 \cdot k \cdot T}{\pi \cdot d^3} \quad (11.11)$$

Trong đó k là hệ số xét đến độ cong của lò xo, với dây lò xo tròn thì:

$$k = \frac{4c - 1}{4c - 4}$$

Từ (11.11), suy ra công thức tính đường kính dây lò xo chịu xoắn:

$$d \geq 2,16 \sqrt[3]{\frac{k \cdot T}{[\sigma]}} \quad (11.12)$$

Góc xoắn (rad) của lò xo có thể xác định theo công thức sau:

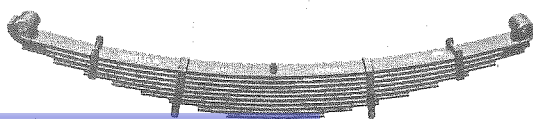
$$\theta = \frac{T \cdot L}{E \cdot J} = \frac{64 \cdot T \cdot D \cdot n}{E \cdot d^4} \quad (11.13)$$

Trong đó: D là đường kính ngoài và n là số vòng làm việc của lò xo.

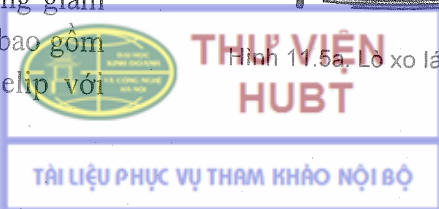
11.4. Lò xo lá

11.4.1. Kết cấu lò xo lá

Hình 11.5a là cấu tạo của lò xo lá còn gọi là lò xo nhíp được dùng nhiều trong hệ thống giảm chấn của ô tô, tàu hỏa,... bao gồm nhiều lá thép có dạng elip với



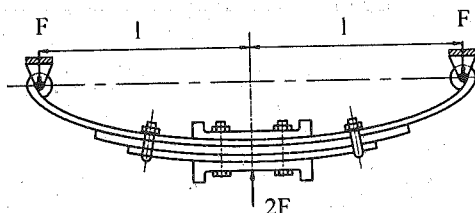
Hình 11.5a. Lò xo lá (lò xo nhíp)



chiều dài khác nhau được xếp chồng lên nhau và được liên kết bởi các bulông dạng chữ U (tránh trượt ngang của các tấm lò xo).

11.4.2. Mô hình tính toán

Hình 11.5b là mô hình tính toán lò xo lá, có thể coi mỗi tấm của lò xo như thanh chữ nhật có chiều rộng b và chiều dày δ , chịu tác dụng của mômen $M = F \cdot x$ (x là khoảng cách từ điểm đặt lực đến điểm tính). Do lò xo lá có kết cấu gồm nhiều tấm và



Hình 11.5b. Mô hình tính lò xo nhíp

liên kết với nhau nên việc tính toán ứng suất trong mỗi thanh khá phức tạp. Để xác định ứng suất cần các giả thiết:

- Ma sát giữa các tấm không đáng kể;
- Các tấm lò xo chịu tác dụng theo một hướng;

Khi đó, ứng suất trong thanh chịu uốn xác định như sau:

$$\sigma = \frac{6 \cdot F \cdot x}{n \cdot b \cdot \delta^2} \quad (11.14a)$$

Và ứng suất cực đại khi $x = l$

$$\sigma_{\max} = \frac{6 \cdot F \cdot l}{n \cdot b \cdot \delta^2} \quad (11.14b)$$

Biến dạng và độ cứng của lò xo:

$$\lambda = \frac{6 \cdot F \cdot l^3}{E n \delta^3} \quad (11.15)$$

$$k_c = \frac{F}{\lambda} = \frac{E n b \delta^3}{6 \cdot l^3} \quad (11.16)$$



THƯ VIỆN
HUBT

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Chương 12

KHỚP NỐI

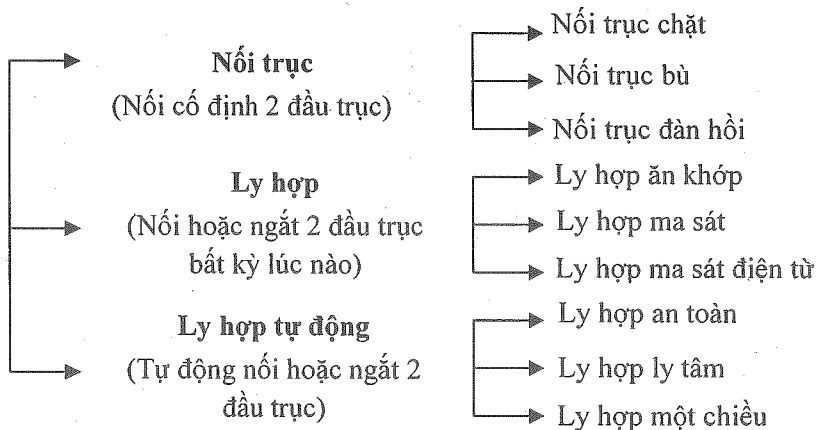
12.1. KHÁI NIỆM CHUNG

Khớp nối là cụm chi tiết dùng để nối các đầu trục hoặc các chi tiết quay với nhau. Chức năng chính của khớp nối là truyền mômen xoắn, ngoài ra có thể dùng để đóng mở cơ cấu, giảm chấn hay bù lại các sai lệch các đầu trục nối.

Nhờ có khớp nối mà vấn đề chế tạo, vận chuyển và lắp ghép các bộ phận máy trở nên đơn giản, tạo điều kiện cho chuyên môn hóa sản xuất nên giá thành sản phẩm giảm đáng kể. Mặt khác cũng nhờ có khớp nối (ly hợp) ở trong các cơ cấu mà máy vận hành sẽ an toàn và hiệu quả hơn.

12.1.1. Phân loại

Khớp nối được phân thành 3 loại lớn theo sơ đồ dưới đây :



12.1.2. Chọn khớp nối

Do khớp nối là dạng chi tiết được tiêu chuẩn nên trong thực tế thường tiến hành chọn khớp nối. Các kích thước của khớp nối đã được xác định trên cơ sở điều kiện bền đều. Thông số quan trọng nhất của khớp nối là $T_{\max}$

(mômen lớn nhất mà khớp nối có thể truyền được) và để khớp có thể lắp lên trục có đường kính d (đường kính đoạn trục để lắp khớp nối phụ thuộc vào tải trọng tác dụng; vật liệu chế tạo trục và được xác định trong thiết kế trục, vì vậy đường kính lỗ để lắp khớp lên trục được gia công sau. Mặt khác khớp có thể lắp lên hai đầu trục có cùng hoặc khác nhau về đường kính). Để có thể chọn được khớp nối thích hợp cần căn cứ vào các yếu tố sau:

- Yêu cầu của đầu trục nối để chọn loại khớp nối thích hợp.
- Đường kính đầu trục nối d_1 và d_2 (d_1 là đường kính để lắp nửa trục bên trái còn d_2 là đường kính để lắp nửa trục bên phải).

$$T_t = K_d \cdot T$$

Trong đó:

T là mômen xoắn của trục trên đó lắp khớp, Nmm.

K_d là hệ số phụ thuộc nguồn công suất dẫn động và cơ cấu chấp hành có thể chọn theo bảng 3.4.

Dựa vào loại khớp, mômen T_t và đường kính đầu trục nối d_1 ; d_2 để tra bảng. Từ điều kiện:

$$T_t = K_d T < T_{\max} \quad (12.1)$$

Sẽ tra được các kích thước khác của nối trục.

12.2. NỐI TRỤC

12.2.1. Đặc điểm cơ bản của nối trục

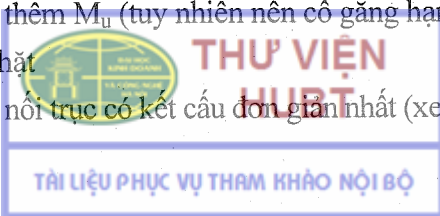
Dùng để nối trục cố định hai đầu trục và chỉ khi dùng máy thì mới tháo được nối trục và tách hai đầu trục ra. Tùy theo cấu tạo và đặc điểm khác mà nối trục được chia ra các loại sau:

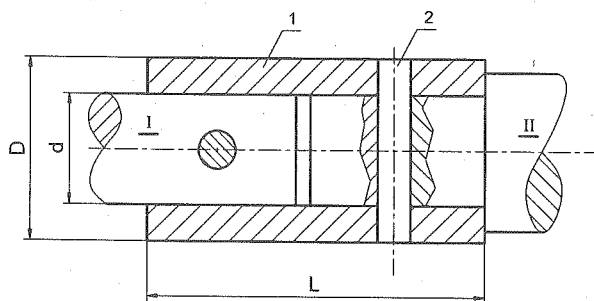
12.2.2. Nối trục chặt

a) Đặc điểm chung

Ngoài đặc điểm chung của nối trục thì nối trục chặt dùng để nối cố định hai đầu trục có vị trí chính xác. Và với loại trục này, ngoài mômen xoắn T thì nối trục còn có thể truyền thêm M_u (tuy nhiên nên cố gắng hạn chế điều này).

- Các loại nối trục chặt
- + Nối trục ống là loại nối trục có kết cấu đơn giản nhất (xem hình 12.1a).

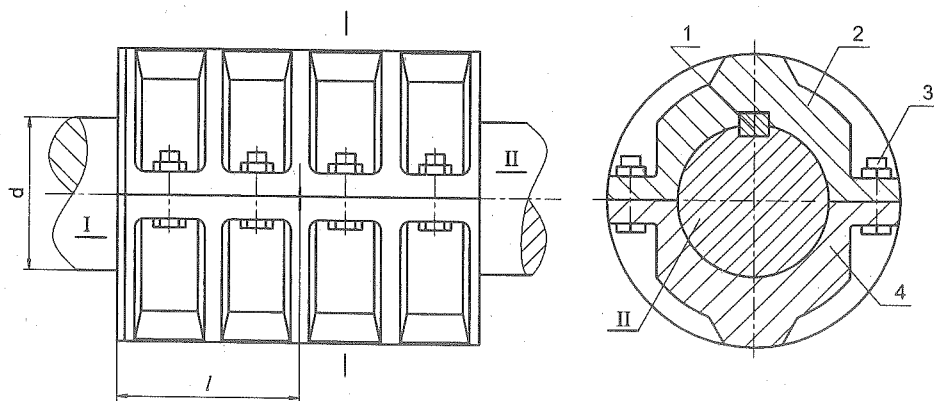




Hình 12.1a. Nối trục ống

Ống được làm bằng thép hoặc đôi khi bằng gang với các kích thước cơ bản của nối trục này có thể chọn như sau:

$$\begin{aligned} D &= (1,5 \dots 1,8)d \\ L &= (2,5 \dots 4)d \\ d_c &= (0,25 \dots 0,3)d \end{aligned} \quad (12.2)$$

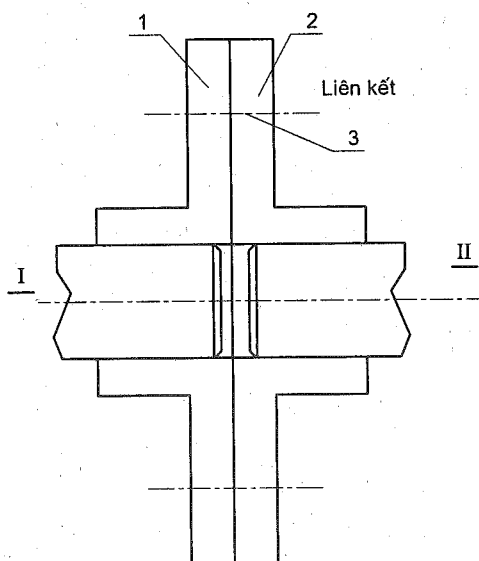


Hình 12.1b. Nối trục ống cắt dọc

Do ống được cố định với trục bằng chốt có đường kính d_c nên khả năng chịu tải của nối trục là tương đối nhỏ. Ngoài các nhược điểm chung của nối trục chặt, nối trục ống còn có nhược điểm là khi lắp ghép phải di chuyển trục theo chiều trục một đoạn lớn hơn $0,5L$. Nối trục còn có ưu điểm là kích thước theo phương hướng kính là khá nhỏ nên được sử dụng để nối các bộ phận có nhiều trục ra nhưng kích thước khoảng cách giữa các trục lại yêu cầu nhỏ. Trên hình 12.1b là dạng khác của nối trục ống được gọi là nối trục ống cắt dọc. Nối trục này có thể khắc phục được nhược điểm của nối trục ống.

+ Nối trục đĩa

Trên hình 12.2a là sơ đồ nguyên lý cấu tạo nối trục đĩa. Để tạo nên nối trục đĩa ta sử dụng 2 đĩa 1 và 2 lắp cố định trên 2 đầu trục I và II bằng mối ghép then, hai đĩa được liên kết với nhau và tùy theo kiểu liên kết mà nối trục sẽ có những đặc điểm khác nhau (như vậy nhờ thay đổi kiểu liên kết giữa hai đĩa sẽ tạo ra các loại nối trục khác nhau: nối trục cứng, nối trục bù hay nối trục đàn hồi). Trong trường hợp nối trục đĩa thì sử dụng mối ghép bulông để liên kết 2 nửa của nối trục lại với nhau và sẽ có 2 phương án:



Hình 12.2a. Sơ đồ nguyên lý cấu tạo nối trục đĩa

Phương án A (hình 12.2b): Sử dụng mối ghép bulông không có khe hở và khi đó mômen được truyền từ đĩa 1 sang đĩa 2 trực tiếp qua thân và lỗ lắp bulông vì vậy phải chế tạo chính xác bulông và lỗ lắp bulông. Điều kiện bền các chi tiết có thể xác định như sau:

Theo điều kiện bền cắt của thân bulông:

$$\tau = F_t / A = 4F_t / \pi d^2 \leq [\tau] \quad (12.3a)$$

Theo điều kiện bền dập của thân bulông và lỗ của đĩa:

$$\sigma_d = F_t / ds \leq [\sigma_d] \quad (12.3b)$$

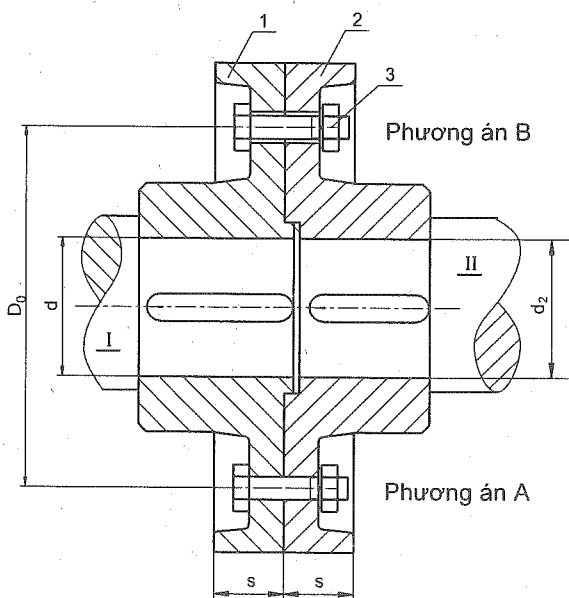
Trong đó: $F_t = 2T/zD_0$ là lực vòng tác dụng lên mỗi bulông

D_0 là đường kính qua tâm bulông và s là chiều dày của đĩa (hình 12.2b) và z là số bulông.

$[\tau]$ là ứng suất cắt và $[\sigma_d]$ là ứng suất dập cho phép của bulông hoặc đĩa.



Ở phương án này có ưu điểm là kích thước của nối trục theo phương hướng kính nhỏ do đường kính bulông nhỏ hơn, khả năng định tâm của 2 nửa nối trục cao hơn nhưng chế tạo và lắp ghép khó hơn. Còn ở phương án B (hình 12.2b) do sử dụng mối ghép bulông có khe hở vì vậy tải trọng truyền từ đĩa 1 sang đĩa 2 nhờ ma sát phát sinh trên bề mặt tiếp xúc khi xiết chặt các bulông.



Hình 12.2b. Cấu tạo nối trục đĩa.

Từ điều kiện $T_{ms} = k.T$

Suy ra lực xiết trên mỗi bulông:

$$V \geq \frac{2.k.T}{z.f.D_0}$$

Nếu biết đường kính bulông thì cần kiểm tra điều kiện bền của bulông:

$$\sigma = \frac{1,3.4.V}{\pi.d_1^2} \leq [\sigma]_k \quad (12.4a)$$

Hoặc đường kính bulông tính theo công thức sau:

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3.4.V}{\pi.[\sigma]_k}} \quad (12.4b)$$

Sau đó dựa vào tiêu chuẩn của bulông để chọn bulông (xem chương 13). Ở phương án này có ưu điểm là dễ chế tạo nhưng do kích thước của bulông lớn nên kích thước của nối trục tăng theo. Trong thực tế có thể kết hợp 2 phương án trên trong một nối trục đĩa. Tuy nhiên ở phương án này vẫn đề tính toán khá phức tạp.

Nối trục đĩa có cấu tạo đơn giản, kích thước theo phương hướng kính tương đối lớn vì vậy chỉ nên dùng khi truyền mômen $T = 240 \dots 117000 \text{ Nm}$, đường kính đầu trục nối $d = 40 \dots 230 \text{ mm}$.



THƯ VIỆN
HUBT

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

12.2.3. Nối trục bù

12.2.3.1. Sai lệch vị trí hai đầu trục nối

Nối trục chặt ở trên chỉ nối được 2 đầu trục có độ chính xác về vị trí khá cao, tuy nhiên trong thực tế để đạt được điều này đòi hỏi độ chính xác chế tạo phải rất cao. Để có thể nối được các đầu trục nhưng không yêu cầu cao về độ chính xác chế tạo ta có thể dùng nối trục bù.

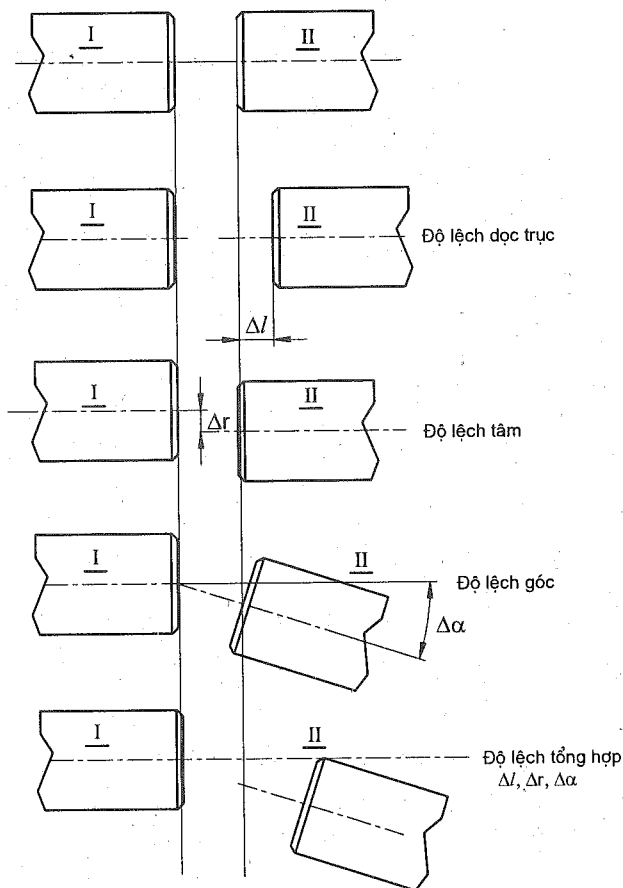
Vậy nối trục bù có thêm chức năng là cho phép bù lại các sai lệch của 2 đầu trục nối. Các sai lệch 2 đầu trục nối bao gồm (hình 12.3):

Độ lệch dọc trục: Δl

Độ lệch tâm: Δr

Độ lệch góc: $\Delta \alpha$

Độ lệch tổng hợp: Bao gồm tất cả các sai lệch trên. Đây là loại sai lệch thường xảy ra nhất và còn gọi là độ không đồng trục.

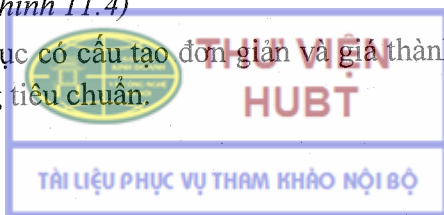


Hình 12.3. Các sai lệch vị trí 2 đầu trục nối

12.2.3.2. Các loại nối trục bù

a) Nối trục xích (hình 11.4)

Đây là loại nối trục có cấu tạo đơn giản và giá thành chế tạo thấp do sử dụng các chi tiết dạng tiêu chuẩn.



Cấu tạo nối trục xích bao gồm 2 nửa nối trục có dạng đĩa xích lắp cố định lên 2 đầu trục, một dây xích ống con lăn 2 dãy được cuốn bao quanh và nhờ sự ăn khớp giữa răng đĩa xích và các mắt xích mà tải trọng được truyền từ đĩa 1 sang đĩa 2. Bên ngoài có vỏ bọc để đảm bảo an toàn khi vận hành, tránh bụi và đảm bảo bôi trơn tốt cho các chi tiết.

Khả năng bù trừ các sai lệch trong nối trục xích chủ yếu nhờ vào khe hở giữa răng đĩa và dây xích nên tránh dùng trong cơ cấu chuyển động 2 chiều. Các sai lệch cho phép thường: $\Delta\alpha$ đến 1° và Δe đến 1,2mm.

Khả năng tải của nối trục xích phụ thuộc vào khả năng tải của dây xích, thường sử dụng để truyền mômen $T = 63 \dots 8000 \text{ Nm}$. Bảng 12.1 trình bày một số nối trục xích theo tiêu chuẩn DIN-ISO.

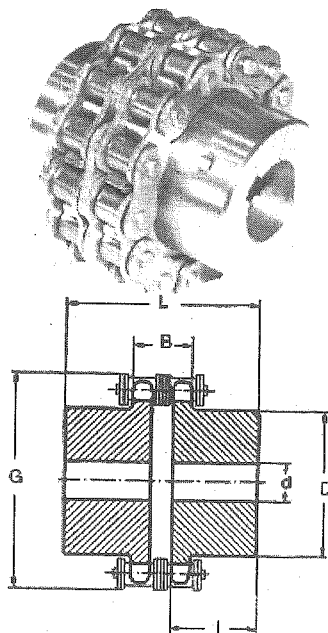
Bảng 12.1. Kích thước cơ bản của một số nối trục xích

Ký hiệu	DIN-ISO	(1)	(2)	(3)	$d_{\min}$	D_1 mm	l mm	B mm		$L_{\max}$	M, kg
140 301 00	06B-2	95	0,00117	6000	12	45	25	15,2	63,9	55	0,78
140 304 00	08B-2	240	0,00474	5500	15	60	32	20,7	86	71	1,83
140 308 00	10B-2	380	0,013	4500	15	75	35	25	107	78	3,21
140 312 00	12B-2	600	0,0301	3000	25	90	40	29,5	126,5	89,5	4,97
140 316 00	16B-2	1480	0,158	2500	30	120	60	46,7	170	137	12,30

(1): Mômen xoắn cho phép N.m

(2): Mômen xoắn danh nghĩa kg.m^2

(3) $n_{\max}$, min^{-1}



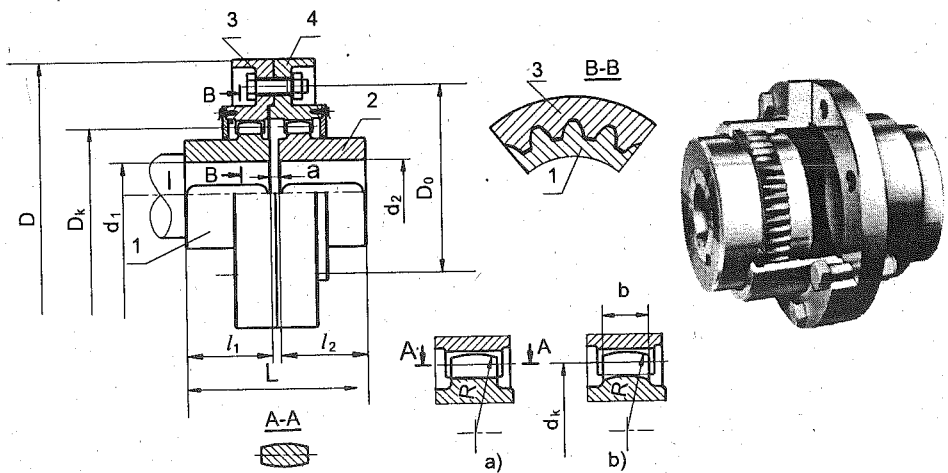
Hình 12.4. Nối trục xích



**THƯ VIỆN
HUBT**

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

12.2.4. Nối trục răng



Hình 12.5. Nối trục răng

Có nhiều kiểu kết cấu khác nhau và trên hình 12.5 là một kiểu kết cấu nối trục răng, bao gồm 2 nửa nối trục 1 và có dạng răng ngoài, ăn khớp với ống 3 và 4 có dạng răng trong, còn 2 nửa 3 và 4 nối với nhau bằng mối ghép bulông. Tải trọng được truyền từ nửa khớp bên trái sang nửa khớp bên phải nhờ sự ăn khớp của các răng và do toàn bộ số răng đồng thời ăn khớp nên khả năng tải của nối trục răng rất lớn. Trong nối trục răng thường sử dụng răng thân khai với góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$, răng ngắn với chiều cao đầu răng $h_a = 0,8m$. Trong quá trình làm việc do phải bù trừ các sai lệch nên răng chủ yếu hỏng do mòn bề mặt. Độ lệch càng lớn thì khả năng tải càng thấp và mài mòn càng tăng, vì vậy để tăng khả năng chống mài mòn thì các chi tiết trong nối trục răng được chế tạo bằng thép 45 hoặc 40Cr, nhiệt luyện đạt độ rắn trên 35HRC với răng ống ngoài và trên 45HRC với chi tiết 1&2, đồng thời phải bôi trơn nối trục bằng dầu có độ nhớt cao. Những nối trục làm việc với vận tốc thấp ($v < 5\text{m/s}$) thì chỉ cần nhiệt luyện đạt độ rắn thấp hơn 35 HRC.

Khả năng bù trừ các sai lệch giữa 2 đầu trục nối trong nối trục răng nhờ vào khe hở giữa bề mặt răng (khe hở hướng kính và khe hở mặt bên, hình 12.5 theo B-B). Để tăng khả năng bù trừ các sai lệch, thường răng của nối trục răng được chế tạo với những dạng đặc biệt:

- Vành răng của 2 nửa nối trục 1&2 được gia công theo dạng mặt cầu có bán kính R theo hai phương án a hoặc b (hình 12.5a,b).

- Tiết diện của răng có dạng hình tròn.

Nối trục răng được chế tạo với nhiều kích cỡ và kết cấu khác nhau, bảng 12.2 dưới đây giới thiệu thông số kỹ thuật của một số nối trục răng

Ghi chú: Các thông tin về khớp nối, bạn đọc có thể tìm kiếm thêm ở:

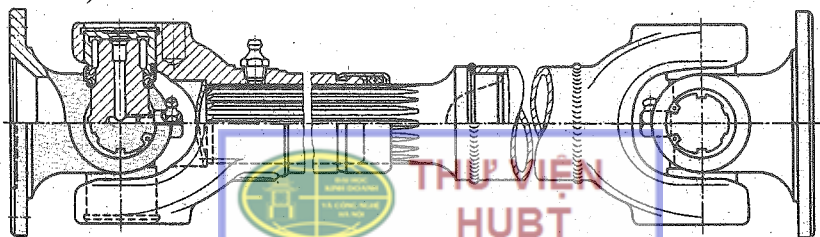
<http://pdf.directindustry.com/pdf/jaure/crowned-tooth-gear-couplings/20436-16033-11.html>.

Bảng 12.2. Kích thước cơ bản của một số nối trục răng

Kích cỡ	T _{đn}	T _{max}	n _{max}	Kích thước chung													K,lg max	K,lg min	Mômen Quán tính	Mỡ bôi trơn	Độ xoắn
	Nm	Nm	vg/ph	D	D ₁	D ₂	d ₁ – d ₂	$l_1 - l_2$	a	A ₁	A ₂	E	F	S(3)	kg	kg	J (kgm ²)	kg	MNm/rad		
52	1.780	3.600	8.600	111	82,5	69	14–52	43	3	5	7	1,5	39	57	4	3	0,005	0,03	2,51		
62	2.790	5.520	7.000	141	104,5	85	17–62	50	3	8	13	1,5	46	64	8	6	0,016	0,06	5,79		
78	5.600	11.100	5.800	171	127,5	107	20–78	62	3	14	25	1,5	61	76	14	10	0,040	0,09	8,76		
98	8.500	17.400	4.700	210	156	133	26–98	76	5	12	19	2,5	69,5	92	26	18	0,11	0,12	16,46		
112	14.000	28.200	4.200	234	181,5	152	30–112	90	5	24	43	2,5	84,5	108	39	26	0,20	0,3	21,86		
132	23.000	46.600	3.600	274	210,5	178	35–132	105	6	27	48	3	96	125	58	42	0,45	0,4	34,87		
156	35.100	69.600	3.200	312	248,5	209	70–156	120	6	32	58	3	109	140	91	81	0,88	0,6	60,06		
174	44.400	88.000	2.900	337	274	234	85–174	135	8	37	66	4	123	162	115	77	1,33	0,8	69,56		
190	68.500	139.600	2.600	380	308,5	254	95–190	150	8	50	92	4	142,5	180	165	115	2,48	1,4	113		
210	84.600	167.600	2.400	405	334	279	110–210	175	8	52	96	4	154,5	205	211	142	3,59	2,5	119		
233	151.000	304.000	2.200	444	365,5	305	120–233	190	8	58	108	4	166,5	218	260	167	5,00	3	140		
275	205.500	407.000	2.000	506	424	355	130–275	220	10	72	134	5	193,5	252	411	252	10,39	4,5	216		

12.2.5. Nối trục bản lề

Nối trục bản lề chủ yếu dùng để nối các đầu trục có các sai lệch lớn mà không thể dùng nối trục bù, ví dụ khi 2 đường trục nghiêng 1 góc trong khoảng từ 40° đến 45° hoặc góc giữa 2 trục thay đổi trong quá trình làm việc. Nối trục bản lề cho phép nối các đầu trục với khoảng cách nhỏ hoặc rất lớn (hình 12.6).



Hình 12.6. Nối trục bản lề
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

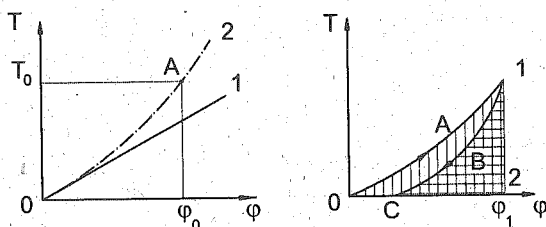
12.2.6. Nối trục đàn hồi

12.2.6.1. Đặc tính của nối trục đàn hồi

Ngoài các khả năng như nối trục bù thì nối trục đàn hồi còn có thêm một khả năng quan trọng khác nữa đó là *khả năng giảm chấn động và khả năng đề phòng cộng hưởng*. Khả năng này có được là do vật liệu và cấu tạo đặc biệt của một số chi tiết trong nối trục đàn hồi. Độ cứng là một trong những đặc tính quan trọng của nối trục đàn hồi. Độ cứng xoắn biểu thị mối quan hệ giữa mômen xoắn T và góc xoay tương đối giữa hai nửa nối trục φ và được xác định bởi biểu thức sau đây:

$$C_{\varphi} = \frac{dT}{d\varphi} \quad (12.5)$$

Tùy thuộc vào vật liệu và kết cấu của các chi tiết đàn hồi mà độ cứng C_{φ} có thể không đổi (đường cong 1 trên hình 12.7) và có thể thay đổi (đường cong 2 trên hình 12.7) trong quá trình chịu tải và vì vậy cũng có hai loại nối trục đàn hồi là nối trục có độ cứng không đổi và nối trục có độ cứng thay đổi.



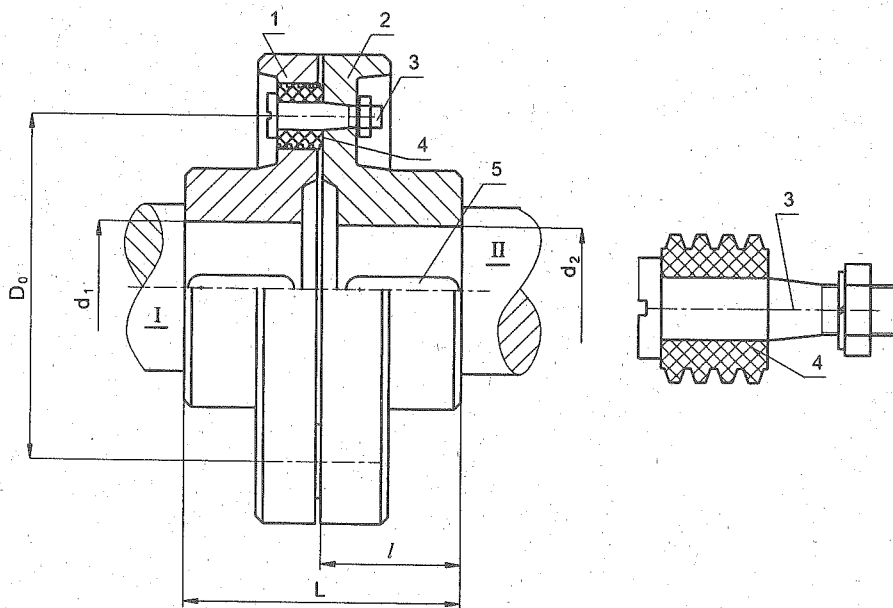
Hình 12.7. Đường đặc tính của nối trục đàn hồi
1. Loại có độ cứng không đổi; 2. Loại có độ cứng thay đổi.

Khả năng giảm chấn cũng là một đặc tính quan trọng của nối trục đàn hồi. Đó là khả năng tích lũy và tiêu thụ cơ năng do chấn động gây nên. Khả năng giảm chấn được đặc trưng bởi chỉ số năng lượng tiêu thụ không thuận nghịch trong một chu trình chịu tải (đường cong OA1) và khi thôi tải (đường cong 1BC) (hình 12.7). Diện tích vòng trễ OA1BCO gọi là năng lượng tiêu thụ bởi nối trục và khi diện tích vòng trễ này tăng lên thì khả năng giảm chấn của nối trục cũng tăng lên. Khi các chi tiết đàn hồi bị biến dạng thì sẽ sinh ra nhiệt năng làm cho nhiệt độ làm việc của nối trục tăng lên. Với các chi tiết đàn hồi làm bằng vật liệu không kim loại thì yếu tố quyết định là nội ma sát còn đối với các chi tiết đàn hồi làm bằng vật liệu kim loại thì yếu tố quyết định là ma sát ngoài tức là yếu tố kết cấu.

Với nối trục đàn hồi có độ cứng thay đổi thì có thêm khả năng ngăn ngừa được cộng hưởng do dao động xoắn gây nên. Khi biên độ của lực kích thích trùng với tần số dao động riêng của hệ thống thì biên độ dao động

cũng không tăng quá cao là vì khi biên độ dao động tăng thì độ cứng cũng thay đổi theo do đó thay đổi tần số dao động riêng của hệ thống.

12.2.6.2. Các loại nối trực đàn hồi

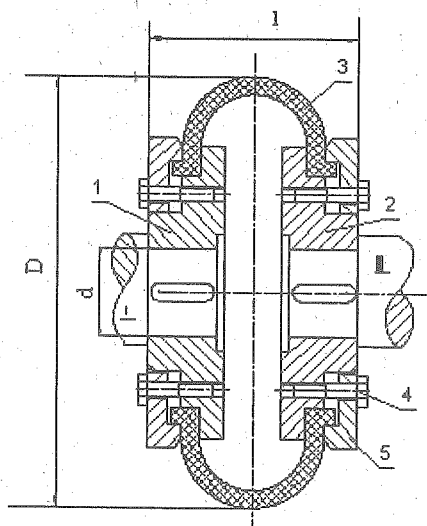


Hình 12.8a. Nối trực vòng đàn hồi

Về cấu tạo chung của nối trực đàn hồi được thực hiện trên cơ sở sơ đồ cấu tạo của nối trực đĩa (hình 12.2b) bằng cách thay đổi dạng liên kết giữa hai đĩa 1&2. Và tùy thuộc vào vật liệu và kết cấu cụ thể của các chi tiết đàn hồi mà nối trực đàn hồi có thể chế tạo với những loại sau đây.

a) Nối trực vòng đàn hồi

Ở đây dùng chốt 3 có ống hoặc vòng đàn hồi 4 bằng cao su để nối hai đĩa với nhau (hình 12.8a).



Hình 12.8b. Nối trực vỏ đàn hồi

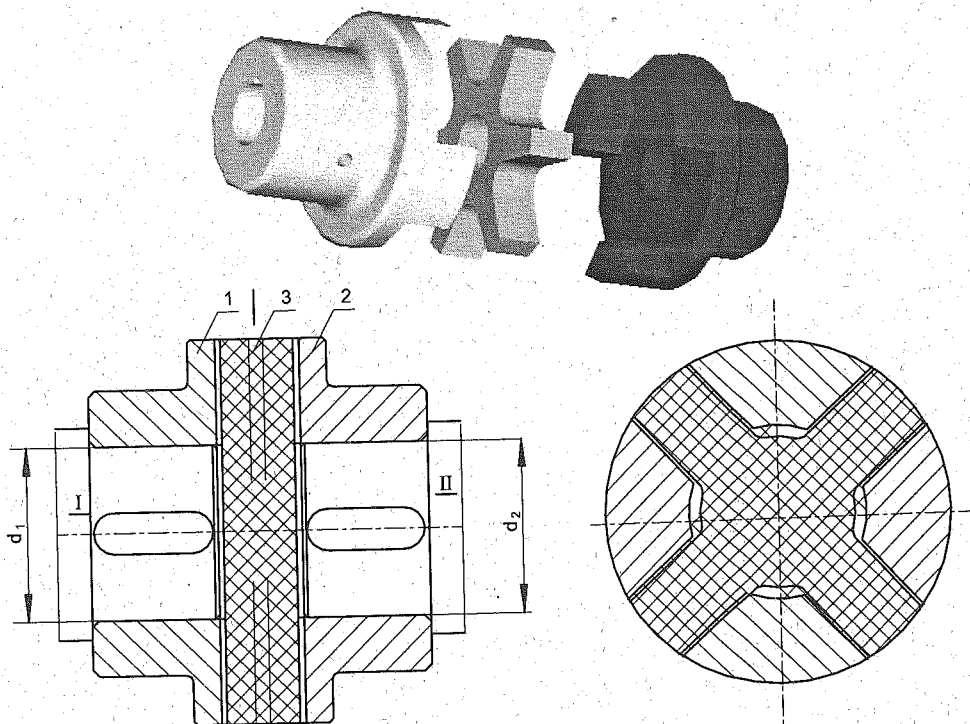
Nối trực đàn hồi có cấu tạo, lắp đặt và thay thế rất đơn giản. Có khả năng bù lại các sai lệch hai đầu trục: độ lệch dọc trục $\Delta l = 1 \dots 5 \text{ mm}$; độ lệch

tâm $\Delta r = 0,3 \dots 0,6 \text{ mm}$ và độ lệch góc $\Delta \alpha < 1^\circ$. Tuy nhiên khi độ lệch lớn thì tải trọng phân bố không đều giữa các chốt do vậy các vòng cao su bị mòn nhanh, mặt khác gây tải trọng phụ tác dụng lên trục.

Nối trục vòng đàn hồi có thể sử dụng để truyền mômen xoắn T đến 15000 Nm và đường kính đầu trục nối d có thể đến 150 mm . Các kích thước cơ bản của nối trục có thể tìm thấy trong tiêu chuẩn của khớp.

b) Nối trục vỏ đàn hồi (hình 12.8b)

Sử dụng vỏ đàn hồi 3 bằng cao su cố định lên hai đĩa 1&2 nhờ vít 4 và vòng kẹp 5. Do vỏ đàn hồi bằng cao su được gia cố nên khả năng chịu xoắn tốt. Khả năng chịu tải cao, có khả năng bù lại các sai lệch hai đầu trục: độ lệch dọc trục $\Delta l = 2 \dots 6 \text{ mm}$; độ lệch tâm $\Delta r = 1,0 \dots 5,0 \text{ mm}$ và độ lệch góc $\Delta \alpha = 1,5 \dots 2^\circ$. Nối trục vỏ đàn hồi có thể sử dụng để truyền mômen xoắn T đến 25000 Nm và đường kính đầu trục nối $d_{1,2}$ có thể đến 200 mm . Các kích thước cơ bản của nối trục có thể tìm thấy trong tiêu chuẩn của khớp.



Hình 12.8c. Nối trục đĩa đàn hồi hình sao

c) Nối trục đệm đàn hồi (đĩa đàn hồi hình sao) là một dạng đặc biệt của nối trục vấu mặt dầu. Ở đây có đệm đàn hồi hình sao bằng cao su đặt vào

khe giữa các vấu (hình 12.8c). Nối trục này có ưu điểm là kích thước theo phương hướng kính tương đối nhỏ, nhưng khả năng tải lại không cao, thường dùng để truyền T đến 4000Nm và $d_{1,2}$ đến 50mm, thường có hai loại cơ bản:

– Loại thứ nhất: thân nối trục làm bằng vật liệu Polyamide. Khoảng nhiệt độ làm việc: $-25^{\circ}\dots+80^{\circ}$, có thể làm việc trong thời gian ngắn ở $+100^{\circ}\text{C}$. Không khuyến khích dùng trong môi trường dầu, mỡ, cồn,...

– Loại thứ hai là thân nối trục bằng kim loại. Bảng 12.3a là thông số kỹ thuật của loại nối trục đàn hồi ME có thân bằng polyamide và bảng 12.3b là thông số kỹ thuật của nối trục RN có thân bằng kim loại.

Bảng 12.3a. Kích thước cơ bản của một số nối trục đàn hồi ME (thân bằng Polyamide)

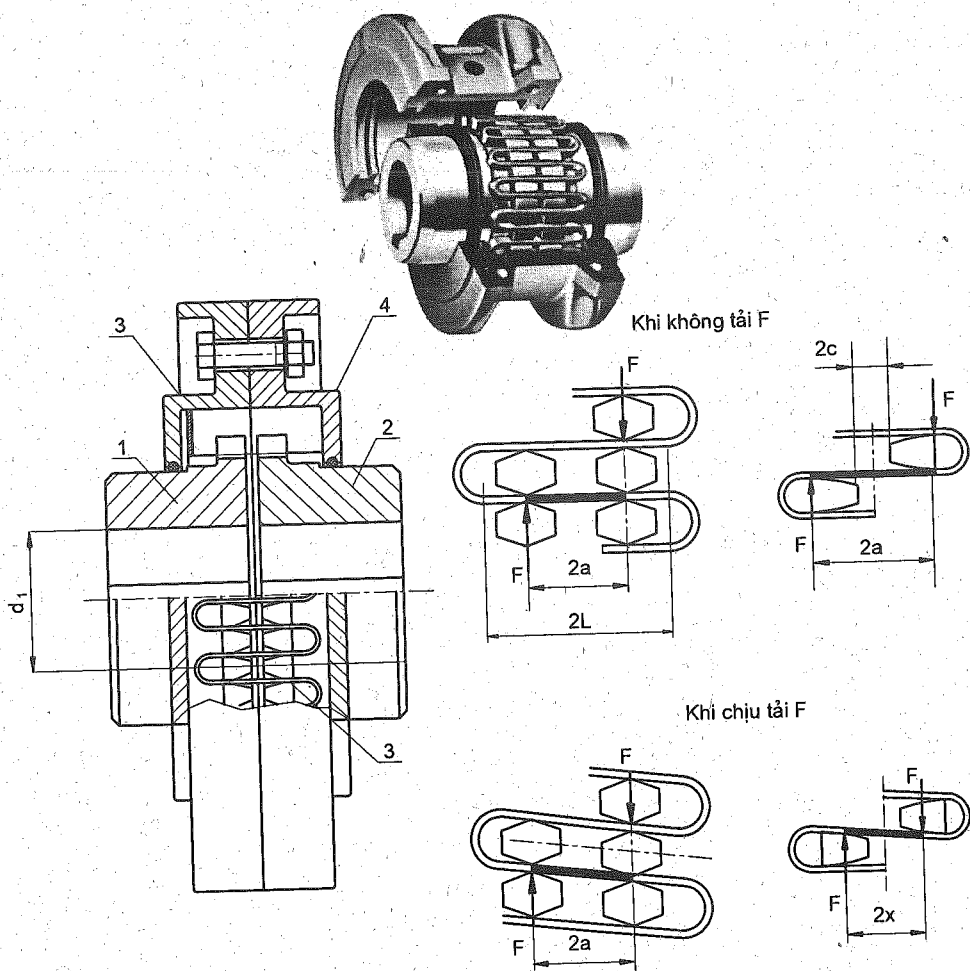
Ký hiệu	Mômen xoắn	Lỗ khoan d		A mm	B mm	L mm	M mm	S _{min} mm	S ₁₅ mm	S _{max} mm	n _{max}	M kg
		min	max									
603 310 00	0,3	4,9	10	35	20	20	12	1,5	2	2,5	10000	0,02
603 318 00	3	5,9	18	50	35	30	19	1,5	2	2,5	9000	0,13
603 324 00	15	7,9	24	65	45	40	25	2	3	4	7000	0,33
603 332 00	40	11,8	32	80	55	50	34	2	3	4	5000	0,48
603 342 00	120	14,8	42	110	70	80	62	2,5	4	5,5	4000	1,50
603 348 00	250	19,8	48	140	80	80	58	2,5	4	5,5	3000	2,00

Bảng 12.3b. Kích thước cơ bản của một số nối trục đàn hồi RN thân bằng kim loại

Ký hiệu	Mômen xoắn		Lỗ khoan d		n _{max} <30m/s	Góc xoắn max	B*	h ₁ , l ₂ mm	E mm	s' mm	b mm	L mm	M, N mm	D _H mm	D mm	d _H mm	M kg
	Min Nm	Max Nm	Min mm	Min mm													
605 197 00	1,12	2,24	–	6,35	40000	2°	7	7	8	1	6	22	–	14	14	–	0,007
605 198 00	2,93	6	–	9	28000	2°	9	10	10	1	8	30	–	20	20	7	0,017
605 199 00	7,5	15	–	16	19000	10°	11	11	13	1,5	10	35	11	30	30	10	0,05
605 200 00	10	20	–	19	14000	5°	13	25	16	2	12	66	20	40	32	18	0,15
605 201 00	35	70	–	24	10600	5°	15	30	18	2	14	78	24	55	40	27	0,27
605 202 00	95	190	–	28	8500	5°	16	35	20	2,5	15	90	28	45	68	30	0,46
605 203 00	190	380	–	38	7100	5°	19	45	24	3	18	114	37	80	66	38	0,98
605 204 00	165	530	25	42	6000	5°	21	50	26	3	29	126	40	95	75	46	1,15
605 205 00	310	620	25	48	5600	5°	22	56	28	3,5	21	140	45	105	85	51	1,95

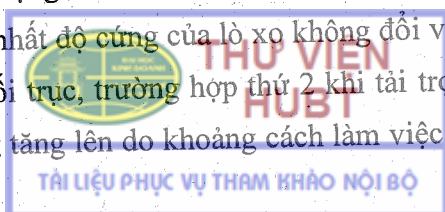
* B* là kích thước trung bình

d) Nối trục răng lò xo (hình 12.8d).



Hình 12.8d. Nối trục răng lò xo có độ cứng không đổi và độ cứng thay đổi

Khác với các loại nối trục đã nêu ở trên, trong nối trục răng lò xo thì chi tiết đàn hồi (lò xo) được làm bằng kim loại cho nên khả năng tải sẽ cao hơn, làm việc tin cậy nhưng giá thành sẽ cao hơn. Biên dạng răng của đĩa 1&2 được chế tạo với hình dạng khác nhau nên độ cứng của nối trục cũng khác nhau. Trường hợp thứ nhất độ cứng của lò xo không đổi và không phụ thuộc vào tải trọng đặt lên nối trục, trường hợp thứ 2 khi tải trọng tăng lên thì độ cứng của nối trục cũng tăng lên do khoảng cách làm việc $2x$ của lò xo giảm



xuống. Khi quá tải thì khoảng cách này giảm xuống và bằng khe hở giữa hai nửa nổi trục là $2c$, nổi trục bù làm việc như nổi trục chặt vì vậy tránh nổi trục làm việc với tải trọng này. Nổi trục răng lò xo có khả năng bù lại các sai lệch hai đầu trục: độ lệch dọc trục $\Delta l = 4...20\text{mm}$; độ lệch tâm $\Delta r = 0,5...3\text{mm}$ và độ lệch góc $\Delta\alpha < 1,5^\circ$.

12.3. LY HỢP

12.3.1. Đặc điểm

Ly hợp có thể nối hoặc ngắt 2 đầu trục ở bất kỳ lúc nào (khi đang làm việc hay khi dừng máy). Nhờ đặc tính này của ly hợp nên quá trình vận hành máy công tác rất thuận tiện, giảm thời gian khởi động máy nên tiêu thụ năng lượng thấp và an toàn trong sử dụng.

Tùy theo nguyên lý làm việc mà ly hợp được phân thành:

- Ly hợp ăn khớp, bao gồm ly hợp vấu và ly hợp răng.
- Ly hợp ma sát gồm ly hợp ma sát côn; ly hợp ma sát một đĩa và nhiều đĩa.
- Ly hợp điện từ.
- Ly hợp thủy lực.

Khi thiết kế ly hợp cần đảm bảo các yêu cầu sau:

– Quá trình đóng mở ly hợp nhanh, nhẹ và êm. Ngoài ra tùy theo mức độ và yêu cầu của bộ phận công tác mà cần bổ sung thêm các yêu cầu khác như khả năng và mức độ tự động hóa (điều khiển bằng điện, khí nén hay thủy lực,...).

- Làm việc tin cậy sau khi đóng.
- Mài mòn và sinh nhiệt ít.
- Kích thước nhỏ gọn.
- Dễ dàng điều chỉnh.



Một điều cần lưu ý là ly hợp không thể làm nhiệm vụ bù lại các sai lệch về vị trí các đầu trục nối vì vậy các trục được lắp ly hợp cần chế tạo chính xác, cần đủ độ cứng (tránh biến dạng, đặc biệt là biến dạng uốn khi có tải).

12.3.2. Các loại ly hợp

12.3.2.1. Ly hợp ăn khớp

Ly hợp ăn khớp có các đặc điểm sau:

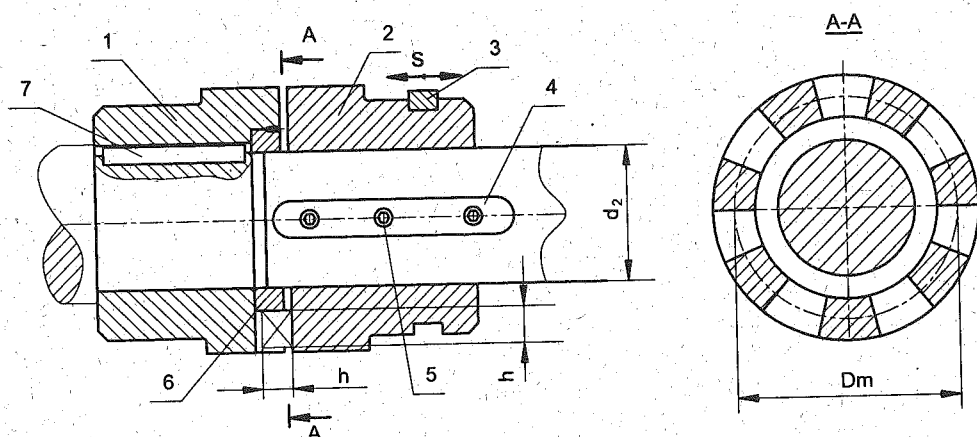
– Loại ly hợp này làm việc nhờ vào sự ăn khớp (vấu hoặc răng) của hai nửa ly hợp lắp lên hai đầu trục cần nối.

– Có hiện tượng va đập giữa các bề mặt khi đóng ly hợp vì vậy không nên dùng ly hợp vấu khi hai trục có chênh lệch vận tốc lớn (thường dùng khi $v < 1\text{m/s}$).

– Sau khi đóng thì làm việc tin cậy và khả năng tải lớn.

– Bề mặt làm việc của ly hợp thường bị mài bị mòn trong quá trình đóng ly hợp vì vậy thường dùng thép crôm như 15Cr; 20Cr hoặc 30CrNi; 40CrNi; nhiệt luyện đạt độ rắn (45...50)HRC để chế tạo ly hợp.

a) Ly hợp vấu



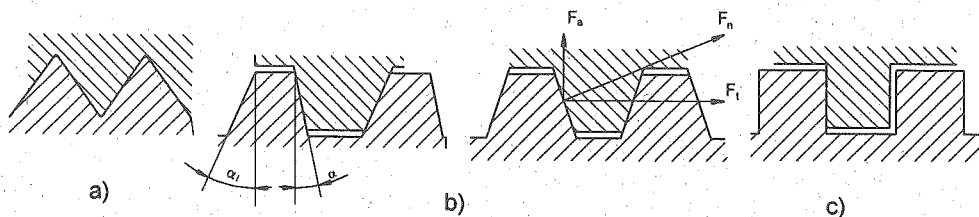
Hình 12.9. Ly hợp vấu

1&2: Hai nửa ly hợp; 3. Cần điều khiển đóng mở ly hợp; 4. Trục dẫn hướng; 5. Vít cố định then; 6. Bạc dẫn hướng; 7. Then cố định.

Hình 12.9 là ly hợp vấu mặt đầu, bao gồm hai nửa ly hợp vấu 1&2 được lắp lên hai đầu trục bằng mối ghép then. Chú ý nửa ly hợp bên trục chủ

động (trục sơ cấp) được lắp cố định bằng mối ghép độ dôi, nửa còn lại lắp lên trục bị động (trục thứ cấp) bằng mối ghép di động (lắp trượt). Trong ly hợp vấu hoặc ly hợp ăn khớp thường dùng bạc 6 để định tâm (dẫn hướng) trục khi đóng ly hợp. Cơ cấu 3 có nhiệm vụ đóng mở ly hợp với hành trình s.

Trong ly hợp vấu có thể sử dụng vấu có hình dạng khác nhau.



Hình 12.10. Tiết diện vấu trong ly hợp vấu

– Vấu hình tam giác (hình 12.10a). Góc biên dạng thường $\alpha = 30 \dots 40^\circ$, số vấu $Z = 15 \dots 16$. Chỉ sử dụng khi cần truyền mômen nhỏ và vận tốc thấp. Loại ly hợp này dễ đóng mở, lực đóng nhỏ.

– Vấu hình thang (hình 12.10b) có thể là hình thang cân hay thang lệch, Góc biên dạng thường $\alpha = 3 \dots 15^\circ$, số vấu $Z = 3 \dots 15$. Loại ly hợp này không tồn tại khe hở cạnh bên nhờ chiều cao hai nửa vấu khác nhau. Nếu sử dụng tiết diện hình thang cân cho phép trục quay hai chiều. Do tồn tại lực dọc F_a có xu hướng tách hai nửa ly hợp ra vì vậy đòi hỏi lực đóng lớn hơn và sau khi đóng phải giữ không cho nửa ly hợp trượt dọc. Ly hợp răng hình thang thường sử dụng khi cần truyền mômen và vận tốc cao hơn

– Vấu hình chữ nhật. Trong ly hợp vấu tiết diện chữ nhật (hình 12.10c) luôn tồn tại khe hở mặt bên nên sinh ra va đập khi thay đổi chiều quay. Đóng ly hợp rất khó nhưng loại này khả năng tải cao nên dùng chủ yếu ở các máy công tác có mômen truyền rất lớn.

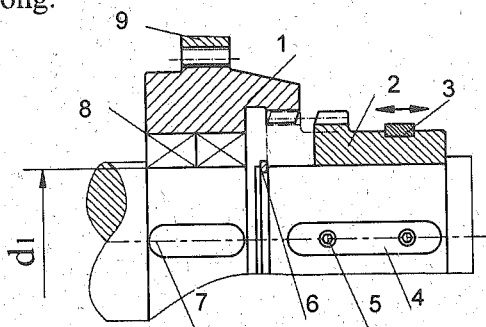
Ly hợp vấu cũng có thể coi như nối trục chặt. Trong trường hợp này hai nửa ly hợp được lắp cố định lên hai đầu trục nhờ mối ghép độ dôi.

b) Ly hợp răng

Kết cấu của ly hợp răng cũng tương tự như ly hợp vấu (hình 12.11). Ưu điểm của ly hợp răng là số răng làm việc nhiều nên khả năng tải của ly hợp này rất lớn. Do sử dụng biên dạng răng tiêu chuẩn nên chế tạo hai nửa ly hợp như chế tạo bánh răng răng ngoài và răng trong. Thường ly hợp răng được che kín bởi vỏ bọc bên ngoài (xem nối trục răng lò xo) và được bôi

trơn để giảm mòn cho bề mặt răng. Cũng như ly hợp vấu, ly hợp răng bị va đập và gây ồn khi đóng, đôi khi do va đập mạnh răng của ly hợp có thể bị mẻ hoặc gãy. Để tránh hiện tượng va đập và đặc biệt là để đóng ly hợp khi vận tốc hai trục chênh lệch lớn thì có thể sử dụng các giải pháp sau:

- Vát mép đầu răng của cả hai nửa ly hợp.
- Tăng số răng lên, tuy nhiên khi tăng Z thì môđun lại bị giảm đi vậy ảnh hưởng đến khả năng tải.
- Hiệu quả nhất là sử dụng bộ bù tốc độ có cấu tạo như ly hợp ma sát đĩa và khi đóng ly hợp thì ly hợp ma sát sẽ được đóng trước làm cho tốc độ trục thứ cấp tăng lên và khi gần đến tốc độ trục sơ cấp thì ly hợp răng mới được đóng.



1&2. Hai nửa ly hợp; 3. Cần điều khiển đóng mở ly hợp; 4. Then dẫn hướng; 5. Vít cố định then dẫn hướng; 6. Hãm đầu trục; 7. Then cố định; 8. Ổ lăn; 9. Bánh răng.

Hình 12.11. Ly hợp răng

10.3.2.2. Ly hợp ma sát

Trong ly hợp ma sát thì mômen được truyền nhờ lực ma sát trên bề mặt tiếp xúc giữa hai nửa ly hợp. Khi đóng ly hợp thì mômen ma sát tăng dần vì vậy so với ly hợp răng thì ly hợp ma sát có những đặc điểm sau:

- Không có hiện tượng va đập, gây ồn khi đóng ly hợp cho dù chênh lệch vận tốc giữa hai đĩa (hai trục) lớn.
- Có khả năng điều chỉnh thời gian khởi động (thời gian tăng tốc của trục thứ cấp).
- Có khả năng điều chỉnh mômen truyền qua ly hợp (ly hợp ma sát đóng vai trò của thiết bị an toàn khi quá tải ngắn hạn).
- Để tăng ma sát và giảm mài mòn cho bề mặt ma sát thì vật liệu đĩa ma sát thường làm bằng gang hoặc thép. Thường hệ số ma sát giữa các bề mặt kim loại với nhau khá nhỏ vì vậy để tăng ma sát thì nên phối hợp giữa vật liệu kim loại với vật liệu không kim loại. Ly hợp có thể cần được bôi trơn

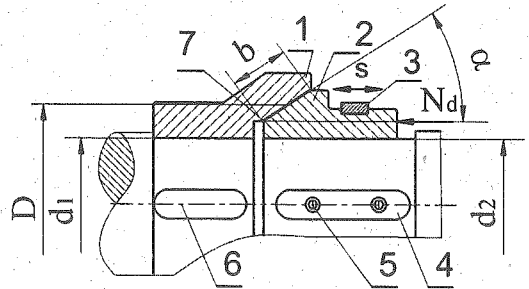
tốt (trong trường hợp phải đóng mở thường xuyên) hoặc không cần bôi trơn. Trong ly hợp ma sát do có hiện tượng trượt (khi đóng hoặc khi quá tải) vì vậy rất khó đảm bảo chính xác số vòng quay của trục thứ cấp.

Tùy theo hình dạng bề mặt ma sát mà ly hợp ma sát được phân ra:

- Ly hợp ma sát côn khi bề mặt ma sát có dạng mặt côn.
- Ly hợp ma sát đĩa khi bề mặt ma sát có dạng đĩa phẳng.
- Ly hợp ma sát bánh hơi.

a) Ly hợp ma sát côn

Trên hình (hình 12.12) là kết cấu của ly hợp ma sát côn, bao gồm nửa ly hợp 1 có mặt ma sát côn trong lắp cố định lên trục sơ cấp đường kính d_1 , còn đĩa bị động 2 có mặt ma sát côn ngoài được lắp di trượt trên trục thứ cấp có đường kính d_2 . Cơ cấu đóng mở ly hợp 3 có nhiệm vụ đóng ly hợp và sau khi đóng xong phải hãm để tạo ra lực ép dọc trục $F_a = \text{const}$.



Hình 12.12. Ly hợp ma sát côn

1&2: Hai nửa ly hợp ma sát côn; 3. Cơ cấu điều khiển đóng mở ly hợp; 4. Then dẫn hướng; 5. Vít cố định then dẫn hướng; 6. Then cố định; 7. Lớp vật liệu ma sát.

Mômen ma sát trên bề mặt tiếp xúc do lực đóng ly hợp cần thỏa mãn điều kiện sau:

$$T_{ms} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot b \cdot p \cdot f}{2} = k \cdot T \quad (12.6)$$

Từ (12.6) suy ra lực dọc trục F_a cần thiết để giữ ly hợp ở trạng thái làm việc:

$$F_a = \frac{2 \cdot k \cdot T}{f' \cdot D} \quad (12.7a)$$

Hoặc áp lực trên bề mặt tiếp xúc phải thỏa mãn điều kiện sau:

$$p = \frac{2 \cdot k \cdot T}{\pi \cdot D^2 \cdot b \cdot f'} \leq [p] \quad (12.7b)$$

Trong đó: D và b là đường kính trung bình và chiều rộng của đĩa ma sát.

$f' = f / \sin \alpha$ là hệ số ma sát tương đương và α là góc côn.

[p] là áp suất cho phép xác định tùy thuộc vào vật liệu bề mặt ma sát, có thể lấy theo bảng 12.2.

Bảng 12.2. Hệ số ma sát và áp suất cho phép của một số vật liệu làm mặt ma sát

Điều kiện bôi trơn và vật liệu ma sát	f	[p], MPa
Bôi trơn		
Thép tôi với thép tôi	0,06	0,6...0,8
Gang với gang hoặc gang với thép tôi	0,08	0,6...0,8
Tectôlit với thép	0,12	0,4...0,6
Gốm kim loại với thép	0,10	0,8...1,0
Không bôi trơn		
Gang với gang hoặc gang với thép tôi	0,15	0,2...0,3
Gốm kim loại với thép	0,4	0,3...0,4

Từ (12.7a) thấy rằng khi góc côn α càng nhỏ và hệ số ma sát f càng lớn thì lực dọc trục F_a giảm xuống, tuy nhiên khi α nhỏ quá thì xảy ra hiện tượng tự hãm và rất khó mở ly hợp (thường để tránh hiện tượng tự hãm cần chọn $\alpha > \rho = \arctg(f)$; với ρ là góc ma sát tương đương). Thực tế thường chọn góc côn tùy thuộc vào vật liệu của bề mặt côn. Khi hai mặt côn đều làm bằng kim loại thì $\alpha = 8...12^\circ$, khi trên bề mặt có lớp vật liệu ma sát thì $\alpha = 12...15^\circ$.

Mặc dù lực ép dọc trục nhỏ nhưng do việc chế tạo ly hợp ma sát côn khá phức tạp, đòi hỏi độ chính xác cao, yêu cầu độ cứng của trục lớn nên loại ly hợp này rất ít được sử dụng.

b) Ly hợp ma sát đĩa

Nguyên lý làm việc của ly hợp ma sát đĩa giống như ly hợp ma sát côn, khác nhau ở đây là bề mặt ma sát có dạng đĩa phẳng (hình 12.13a) vì vậy khi cùng truyền mômen T thì kích thước của ly hợp sẽ nhỏ hơn nhưng lực

đóng sẽ lớn hơn:
$$F_a = \frac{2kT}{fD} \quad (12.8)$$

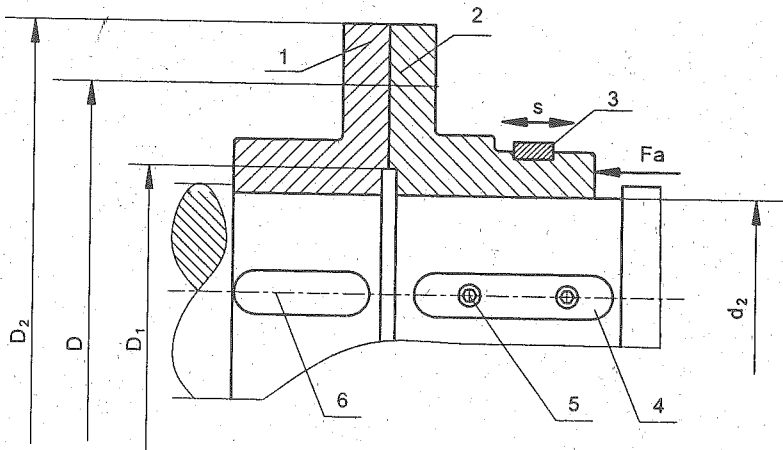
Với:

$$D = \frac{D_1 + D_2}{2}$$

THƯ VIỆN
HUBT

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Trong đó D là đường kính trung bình của ly hợp đĩa. Để đảm bảo bề mặt đĩa mòn đều thường chọn $\frac{D_2}{D_1} = 1,5 \dots 2$.

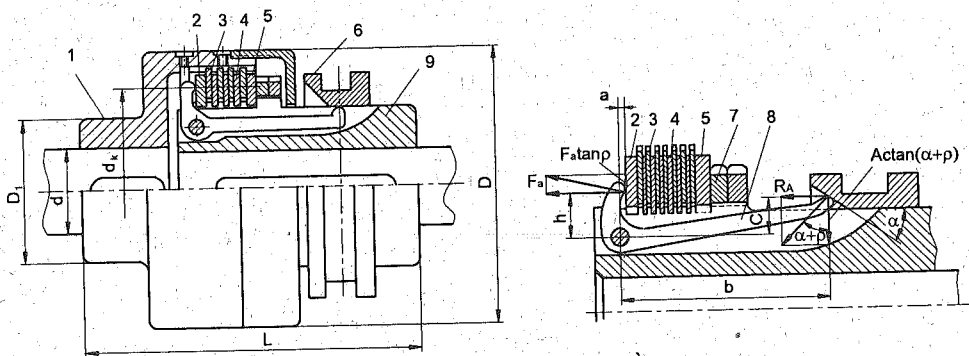


Hình 12.13a. Ly hợp ma sát đĩa

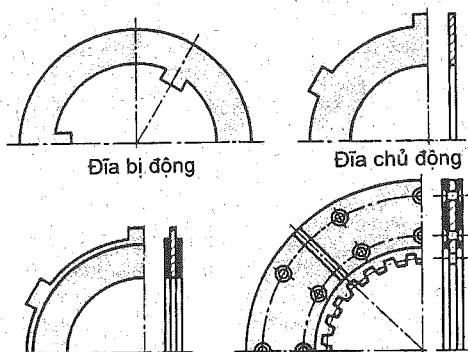
Để giảm lực đóng và tăng mômen truyền có thể thực hiện bằng các giải pháp sau:

- Tăng đường kính ly hợp nhưng khi đó làm tăng kích thước của ly hợp nên ít dùng.
- Tăng hệ số ma sát bằng cách dùng phối hợp vật liệu bằng thép với vật liệu không kim loại.

– Tăng số bề mặt ma sát bằng cách dùng ly hợp ma sát nhiều đĩa (hình 12.13b,c). Nửa ly hợp 1 có then trong được lắp cố định trên trục vô cấp, còn trên trục thứ cấp lắp nửa ly hợp 9 có then ngoài. Giữa hai nửa ly hợp có các đĩa chủ động 3 và các đĩa bị động 4 nằm giữa vòng chặn 2 và 5 và được kẹp chặt bằng hai đai ốc 7. Các đĩa này có răng ngoài dạng then hoa (với đĩa chủ động) và răng trong (đĩa bị động) nhờ vậy mà khi trục sơ cấp quay thì các đĩa chủ động quay theo. Khi chưa đóng ly hợp thì các đĩa bị động đứng yên. Khi đóng ly hợp nhờ tay đòn và càng gạt 8 thông qua ống di động 6, các đĩa ma sát ép vào nhau và đĩa chủ động quay làm cho đĩa bị động cũng quay theo và do đó trục thứ cấp cũng quay theo.



Hình 12.13b. Ly hợp ma sát nhiều đĩa



Hình 12.13c. Đĩa chủ động và đĩa bị động

Nếu gọi z là số mặt ma sát thì lực đóng ly hợp F_a được xác định theo công thức sau:

$$F_a = \frac{2kT}{f.D.z} \quad (12.9a)$$

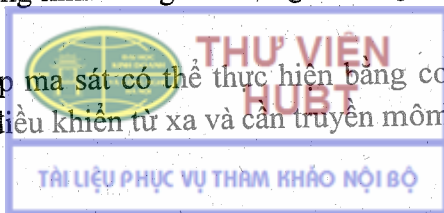
Từ (12.9a) thấy rằng khi tăng z thì mômen truyền tăng lên hoặc lực F_a giảm xuống. Áp suất trên bề mặt ma sát phải thỏa mãn điều kiện sau:

$$p = \frac{F_a}{A} = \frac{2.k.T}{A.f.D.z} \leq [p] \quad (12.9b)$$

Trong đó: $A = \frac{\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4}$ là diện tích bề mặt tiếp xúc của đĩa.

D_1 và D_2 là đường kính trong và đường kính ngoài của đĩa chủ động và đĩa bị động.

Đóng mở ly hợp ma sát có thể thực hiện bằng cơ, bằng thủy lực hoặc bằng điện. Khi cần điều khiển từ xa và cần truyền mômen lớn thì tạo lực nén



các đĩa bằng các xilanh thủy lực. Loại này có ưu điểm là thuận tiện cho việc điều khiển và điều khiển từ xa; tác dụng nhanh và có khả năng tạo lực ép lớn và thay đổi được một cách dễ dàng. Nhược điểm là cần có hệ thống thủy lực. Hiện nay ly hợp điện từ (ly hợp ma sát nhiều đĩa điều khiển bằng điện từ) được sử dụng khá rộng rãi vì có nhiều ưu điểm sau:

- Thuận tiện chỉ việc điều khiển và điều khiển từ xa.
- Tác dụng nhanh.
- Có khả năng điều chỉnh chính xác mômen được truyền.

12.4. LY HỢP TỰ ĐỘNG

12.4.1. Đặc điểm

Cho phép tự động nối hoặc ngắt khi thay đổi một trong các thông số sau:

- Tự động tách rời các trục khi trị số mômen xoắn quá lớn: ly hợp an toàn.
- Tự động nối hoặc tách các đầu trục theo chiều chuyển động tương đối giữa hai trục: ly hợp một chiều.

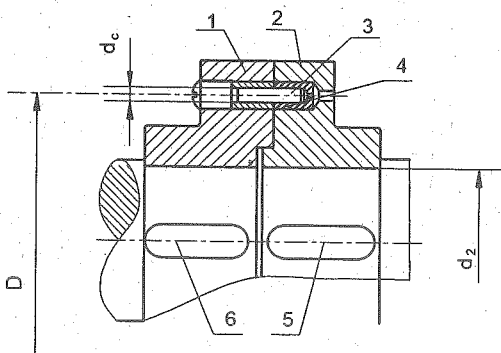
- Tự động nối hoặc tách các đầu trục theo trị số vận tốc: ly hợp ly tâm.

12.4.2. Các loại ly hợp

12.4.2.1. Ly hợp an toàn là loại ly hợp dùng để bảo vệ máy không xảy ra sự cố khi quá tải. Theo nguyên lý có thể phân ly hợp an toàn thành:

a) Ly hợp chốt an toàn

Cấu tạo của loại ly hợp này rất đơn giản (hình 12.14) (về cơ bản giống nối trục đĩa, khác ở chỗ nối hai đĩa bằng chốt) tải trọng được truyền từ nửa ly hợp 1 sang 2 hoặc ngược lại nhờ chốt 3 đặt trong ống bảo vệ 4. Khi quá tải chốt bị cắt. Muốn phục hồi chỉ việc thay chốt. Số chốt có thể là 1, 2 hoặc 3 tùy yêu cầu (dùng 1 chốt thì độ tin cậy cao nhất). Khi thiết kế cần lưu ý vị



Hình 12.14. Ly hợp chốt an toàn

trí của chốt sao cho có thể thay thế dễ dàng và khi chốt gãy thì các mảnh vỡ không rơi ra làm hư hỏng các bộ phận máy.

Nếu vật liệu và kích thước chốt đã biết thì có thể xác định được mômen lớn nhất truyền qua khớp như sau:

$$T_{\max} = \frac{Z \cdot \pi \cdot d_c \cdot [\tau_c]}{4} \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{1}{k \cdot k_z} \quad (12.10)$$

Từ (12.10) cũng có thể suy ra kích thước của chốt.

Trong đó: Z là số chốt.

k_z là hệ số phân bố tải trọng không đều trên các chốt.

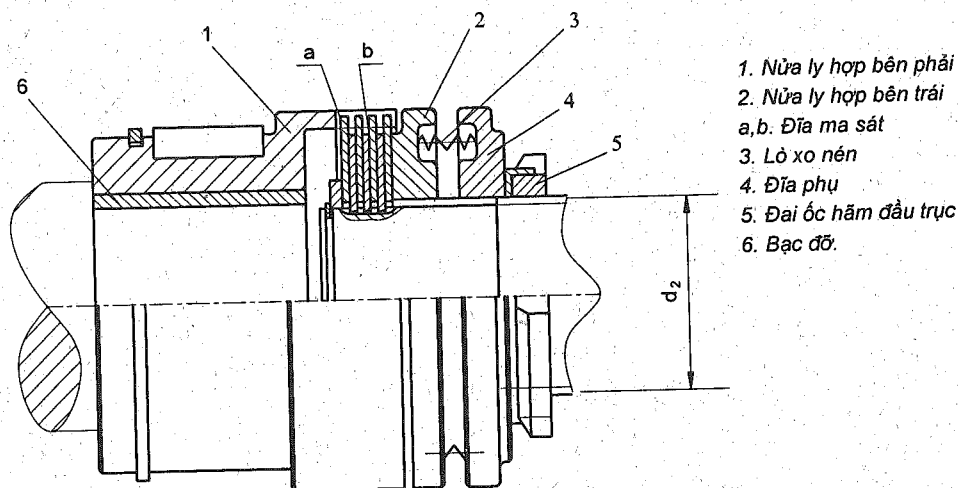
$$Z = 1 \text{ thì } K_z = 1; Z = 2 \text{ thì } K_z = 1,2 \dots 1,3$$

K là hệ số tải trọng khi tính Y_t thường $K = 1,20$.

D là đường kính qua tâm chốt.

d_c và $[\tau_c]$ là đường kính chốt và ứng suất cắt cho phép của vật liệu làm chốt. Với chốt bằng thép C45 thì $[\tau_c] = 420\text{MPa}$.

b) Ly hợp ma sát an toàn



Hình 12.15. Ly hợp ma sát đĩa an toàn

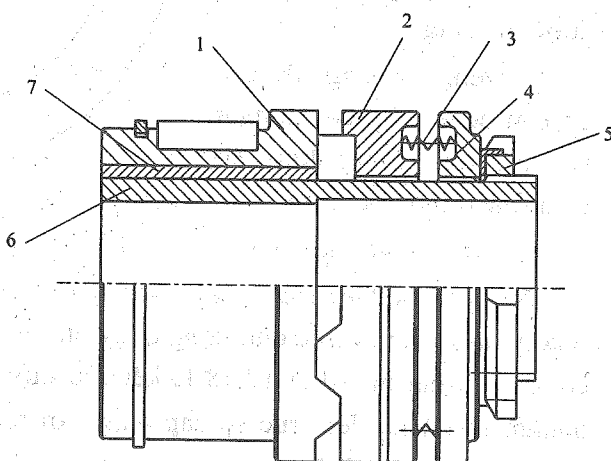
Loại ly hợp này cấu tạo tự như ly hợp ma sát. Điểm khác biệt ở đây là trong ly hợp ma sát thì dùng cơ cấu điều khiển (cơ khí, thủy lực hay điện từ) để tạo lực ép giữa các đĩa ma sát với nhau, còn trong ly hợp ma sát an toàn thì dùng lò xo 3 để tạo lực ép không đổi (hình 12.15), lực ép do lò xo tạo ra cũng có thể thay đổi được ví dụ như nhờ đai ốc điều chỉnh 5 chẳng hạn.

Ly hợp ma sát an toàn có thể là ly hợp ma sát côn hay ly hợp ma sát nhiều đĩa. Các kích thước của ly hợp ma sát an toàn cũng chọn tương tự như ly hợp ma sát. Điểm khác biệt là việc tính toán lò xo để khi $T > T_{\max}$ thì ly hợp tự ngắt và chọn phương pháp điều chỉnh lực căng của lò xo sau một thời gian làm việc để có thể truyền được mômen đã cho.

c) *Ly hợp vấu an toàn (hình 12.16)*

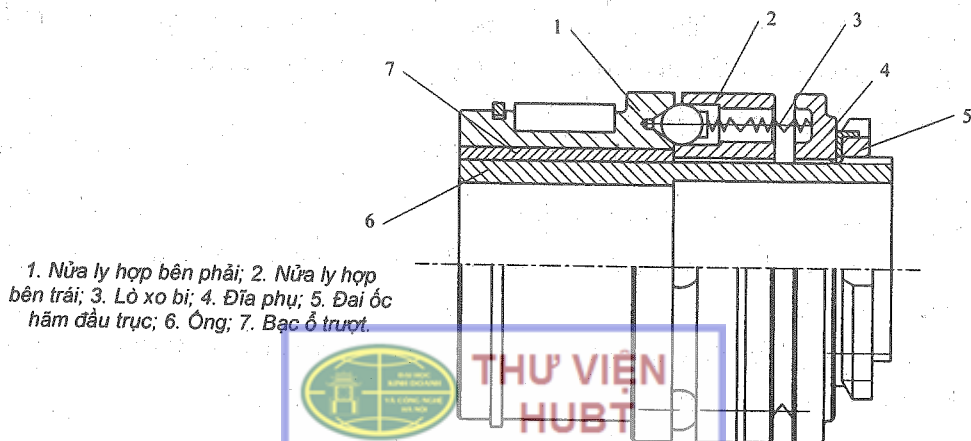
Về kết cấu thì ly hợp vấu an toàn không khác so với ly hợp vấu. Điểm khác biệt là các vấu luôn luôn ở trạng thái ăn khớp với nhau nhờ lò xo nén 3.

Khi quá tải các vấu trượt lên nhau và gây mòn bề mặt nếu để hiện tượng quá tải lâu dài. Mặt làm việc của vấu thường làm với góc vát lớn $\alpha = 30 \dots 45^\circ$. Trong ly hợp bi an toàn (hình 12.17), một phần ma sát trượt được thay bằng ma sát lăn. Trên mặt đầu của nửa ly hợp 1 có các vấu dưới dạng các lỗ, còn trên nửa ly hợp đối diện có bi và lò xo. Lò xo luôn ép bi cài vào các vấu. Khi quá tải bi sẽ trượt trên mặt đầu của nửa ly hợp 1.



Hình 12.16. Ly hợp vấu an toàn

1. Nửa ly hợp bên phải; 2. Nửa ly hợp bên trái; 3. Lò xo nén; 4. Đĩa phụ; 5. Đai ốc hãm đầu trục; 6. Ống; 7. Bạc ổ trượt.



1. Nửa ly hợp bên phải; 2. Nửa ly hợp bên trái; 3. Lò xo bi; 4. Đĩa phụ; 5. Đai ốc hãm đầu trục; 6. Ống; 7. Bạc ổ trượt.



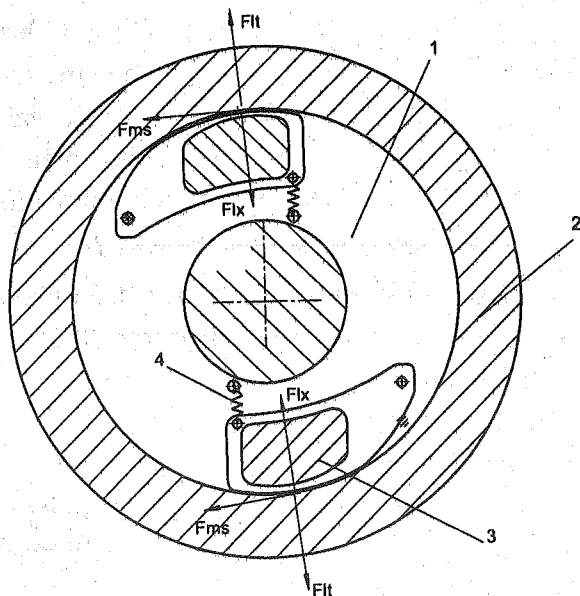
THƯ VIỆN
HUBT

Hình 12.17. Ly hợp bi an toàn
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

12.4.2.2. Ly hợp ly tâm

Ly hợp ly tâm dùng để nối hoặc ngắt hai đầu trục khi vận tốc góc của trục dẫn đạt đến trị số cho trước. Thường sử dụng ly hợp ly tâm để:

- Để đóng mở cơ cấu được dễ dàng.
- Dùng để tăng tốc các cơ cấu hoặc máy có mômen vô lăng lớn nhưng động cơ có mômen mở máy nhỏ.
- Khi cần mở máy êm.



Hình 12.18. Ly hợp ly tâm

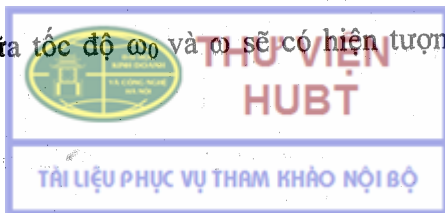
Nguyên tắc làm việc của ly hợp ly tâm là sử dụng lực ly tâm để nối hai nửa ly hợp khi nối trục chủ động quay đủ tốc độ nhờ quả văng (guốc phanh) có khối lượng m . Hình 12.18 là kết cấu một loại ly hợp an toàn kiểu guốc phanh. Đĩa 1 lắp lên trục sơ cấp quay với tốc độ ω , guốc phanh 3 có khối lượng m lắp vào rãnh trượt của nửa ly hợp 1, được liên kết với lò xo 4 (tùy theo kiểu liên kết mà lò xo 4 có thể chịu kéo hay nén, trên hình 12.18 lò xo 4 chịu kéo). Khi bắt đầu làm việc, trục sơ cấp quay với vận tốc góc ω_0 và do lực ly tâm $F_{lt} = m.r.\omega_0^2 < F_{lx}$ nên đĩa ly hợp 1 quay còn đĩa ly hợp 2 đứng yên. Khi tốc độ trục sơ cấp đạt vận tốc góc ω nào đó sao cho $F_{lt} > F_{lx}$ thì guốc phanh sẽ bắt đầu tiếp xúc với bề mặt nửa ly hợp 2 và làm cho nửa ly hợp 2 quay cùng tốc độ với nửa ly hợp 1. Mômen xoắn truyền qua ly hợp xác định theo biểu thức sau đây:

$$K.T = 0,5(F_{lt} - F_{lx}).f.Z.D \quad (12.11a)$$

$$\text{Hoặc:} \quad K.T = 0,5f.Z.D(m.r.\omega^2 - F_{lx}) \quad (12.11b)$$

Trong đó: f là hệ số ma sát; Z là số guốc hãm và D là đường kính bề mặt của ly hợp.

Trong phạm vi giữa tốc độ ω_0 và ω sẽ có hiện tượng trượt giữa guốc hãm và bề mặt ly hợp.



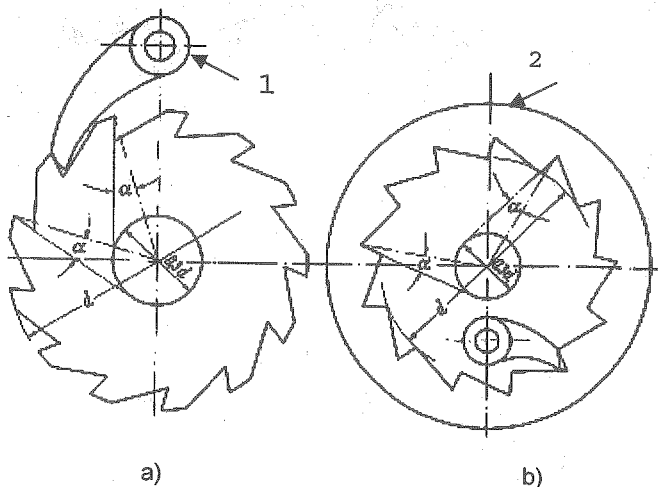
Từ (12.11b) suy ra tốc độ tới hạn để đóng ly hợp hoặc khối lượng của guốc hãm. Ly hợp ly tâm được sử dụng trong các cơ cấu an toàn như trong cơ cấu máy nâng của thang máy để hãm ca bin khi tốc độ vượt quá trị số giới hạn. Khi tốc độ của thang đạt đến một giá trị nào đó thì các quả nặng được văng ra và kẹp chặt vào ray dẫn hướng làm cho thang dừng lại.

12.4.2.3. Ly hợp một chiều

Ly hợp một chiều chỉ cho phép truyền chuyển động và mômen theo một chiều nhất định. Loại ly hợp này được sử dụng trong các cơ cấu ở đó chỉ cho phép trục thứ cấp quay theo một chiều nhất định như trong ô tô, xe máy hay xe đạp. Tùy theo cấu tạo mà ly hợp một chiều có thể là:

- Ly hợp vấu 1 chiều
- Ly hợp răng một chiều
- Ly hợp bi một chiều

a) *Ly hợp vấu một chiều*: về cấu tạo ly hợp vấu một chiều giống ly hợp vấu, nhưng điểm khác biệt là vấu của ly hợp có dạng không đối xứng (dạng hình thang lệch với góc α của phía không làm việc được chọn rất lớn). Do vậy nếu trục thứ cấp quay theo chiều ngược lại thì các vấu sẽ trượt lên nhau và nửa ly hợp bên trục thứ cấp sẽ đứng yên. Nói chung loại ly hợp này ít dùng.

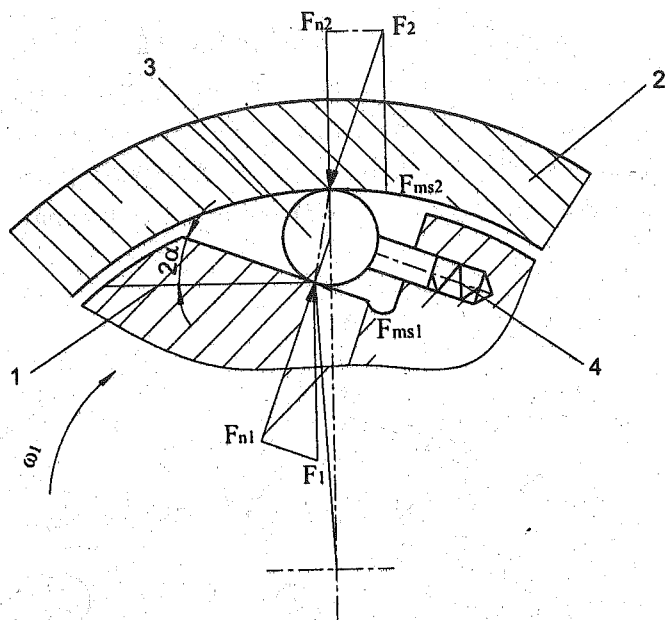


Hình 12.19

b) *Ly hợp răng một chiều* (hình 12.19). Loại này có dạng răng không đối xứng còn gọi là cơ cấu bánh xe con cóc. Con cóc luôn luôn ăn khớp

với răng bánh cóc 2. Khi bánh cóc 2 quay theo chiều ngược kim đồng hồ thì con cóc trượt trên răng bánh cóc. Khi đổi chiều quay của bánh cóc thì con cóc ăn khớp với răng bánh cóc và ngăn cản không cho bánh cóc quay. Như vậy loại ly hợp này chỉ truyền mômen theo 1 chiều nhất định. Loại cơ cấu này thường được dùng trong cơ cấu nâng của máy nâng chuyển hoặc trong xe đạp (líp xe đạp chỉ cho phép quay theo chiều kim đồng hồ chiều thuận).

c) *Ly hợp ma sát con lăn một chiều* (ly hợp bi một chiều) được dùng để nối hai nửa ly hợp 1 và 2 với nhau. Khi nửa ly hợp 1 quay theo chiều kim đồng hồ (hình 12.20), các lực ma sát sẽ đẩy con lăn 3 chèn vào khe hẹp hình nêm và làm cho nửa ly hợp 2 quay theo. Lò xo và chốt 4 có tác dụng luôn đẩy con lăn vào tiếp xúc với hai bề mặt. Khi nửa ly hợp 1 quay theo chiều ngược lại (ngược kim đồng hồ) thì con lăn bị đẩy về phía khe rộng và không tiếp xúc với các bề mặt của hai nửa ly hợp do đó không truyền chuyển động và mô men. Loại ly hợp này làm việc êm và an toàn.



Hình 12.20. Ly hợp bi một chiều

Khi truyền mômen xoắn, con lăn chịu tác dụng của lực F_n và F_{ms} . Để con lăn không bị đẩy ra khe rộng cần thỏa mãn điều kiện sau:

$$2F_{ms} \cos(\alpha/2) = 2F_n \sin(\alpha/2)$$

Góc $\alpha = 7^\circ \dots 8^\circ$.

Để đảm bảo ly hợp có kích thước nhỏ gọn và có thể làm việc lâu dài thì các nửa ly hợp và con lăn được chế tạo bằng thép Cr15 hoặc Cr12, bề mặt cần nhiệt luyện đạt độ 60HRC.

CÂU HỎI ÔN TẬP

Câu 1. Công dụng và phân loại và cách chọn khớp nối.

Câu 2. Nêu các đặc điểm của nối trục chặt, trục bù và trục đàn hồi và phạm vi sử dụng của từng loại nối trục.

Câu 3. Đặc điểm của ly hợp. Ly hợp răng được dùng trong những trường hợp nào? Làm thế nào để khắc phục nhược điểm của ly hợp răng?

Vì sao ly hợp ma sát nhiều đĩa có khả năng tải lớn?

Câu 4. Ly hợp an toàn làm việc theo nguyên tắc nào? Nêu một số ứng dụng trong thực tế ở đó người ta sử dụng ly hợp an toàn.



THƯ VIỆN
HUBT

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Chương 13

CHI TIẾT MÁY GHEP

13.1. KHÁI NIỆM CHUNG

Để tạo thành một máy, bộ phận máy hoặc chi tiết hoàn chỉnh thì các bộ phận hoặc các phần của chi tiết phải được *liên kết* với nhau bằng cách này hoặc cách khác. Có hai kiểu liên kết: *liên kết động*: bản lề; ổ trục... và *liên kết cố định* (sử dụng các *chi tiết ghép*): mỗi ghép ren; mỗi ghép then; mỗi ghép độ dôi và mỗi ghép hàn.

Như vậy nhờ có mỗi ghép mà:

- Có thể truyền lực và chuyển động giữa các bộ phận của mỗi ghép.
- Tạo ra kết cấu có hình dạng hợp lý và có tính công nghệ cao (chế tạo, vận chuyển, lắp ghép,...).

Mỗi ghép được chia làm hai loại lớn:

- Mỗi ghép không tháo được (khi tháo rời các bộ phận sẽ làm hư hỏng các chi tiết ghép): ghép bằng đinh tán; ghép bằng hàn.

- Mỗi ghép tháo được (cho phép tháo rời các bộ phận mà không làm hư hỏng các chi tiết ghép): mỗi ghép ren; mỗi ghép then và then hoa.

Mỗi ghép độ dôi (ghép độ dôi là mỗi ghép cho phép tháo lắp nhiều lần. Khi tháo, lắp cần lực lớn và khi tháo mỗi ghép có thể làm bề mặt chi tiết ghép hư hỏng tùy thuộc vào độ dôi mỗi ghép).

Tùy theo yêu cầu làm việc mà mỗi ghép còn chia ra: mỗi ghép chắc (yêu cầu mỗi ghép đủ bền khi chịu tải, ví dụ mỗi ghép then chịu T; mỗi ghép bulông giữa nắp và thân trong hộp giảm tốc,...) và mỗi ghép chắc kín (ngoài yêu cầu độ bền còn đảm bảo kín, ví dụ mỗi ghép trong nồi hơi, mỗi ghép giữa các phần của bình ga).

Mỗi ghép thường được tính theo độ bền: theo độ bền tĩnh và theo độ bền mỏi. Mặt khác, đối với đa số mỗi ghép thì các kích thước của các chi tiết ghép được tiêu chuẩn theo điều kiện sức bền đều (bulông, đinh tán,...) hoặc theo điều kiện kết cấu (then, then hoa,...) vì vậy có 2 phương pháp tính:

– Xác định 1 kích thước cơ bản, các kích thước khác của chi tiết được xác định theo tiêu chuẩn;

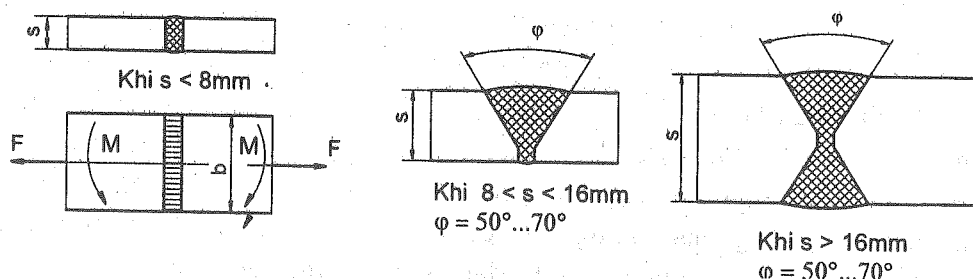
– Chọn kích thước theo điều kiện kết cấu, tiến hành kiểm tra bền chi tiết.

13.2. KẾT CẤU MỐI GHÉP VÀ PHƯƠNG PHÁP TÍNH TOÁN

13.2.1. Mối ghép bằng hàn

13.2.1.1. Mối hàn giáp mối

Hàn giáp mối thường gặp trong kết cấu ống quay, vỏ tàu thủy, bình áp suất,... Tùy thuộc chiều dày của chi tiết hàn mà có thể thực hiện theo cách sau: không vát mép, vát mép một hoặc hai phía (hình 13.1).



Hình 13.1. Kết cấu mối hàn giáp mối

Tính mối hàn giáp:

Khi mối hàn chịu tác dụng của lực kéo F và mômen uốn M (hình 13.1), mối hàn dễ bị phá hủy ngay tại cạnh mối ghép, nơi vật liệu bị đốt nóng trong quá trình hàn. Với giả thiết chất lượng mối hàn đảm bảo, điều kiện bền mối hàn giáp có dạng sau:

$$\sigma = \frac{M}{W} + \frac{F}{A} \leq [\sigma] \quad (13.1)$$

Trong đó:

A là diện tích mặt cắt ngang và $A = b.s$

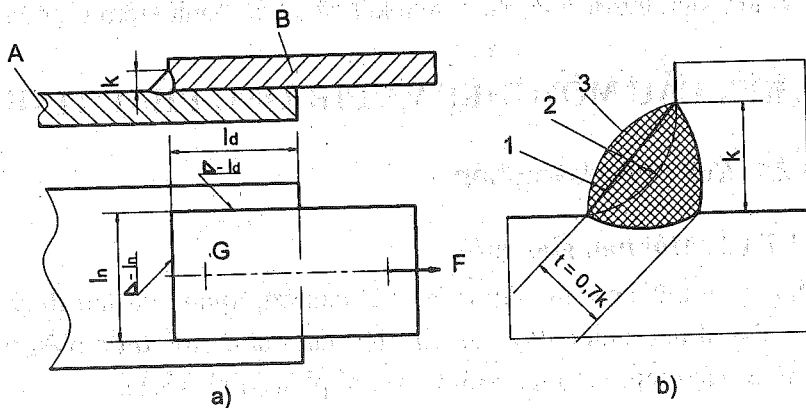
W là mômen chống uốn và $W = b.s^2/6$

$[\sigma]$ là ứng suất cho phép của mối hàn, bảng 13.1.

Ghi chú: Công thức 13.1 là công thức kiểm nghiệm mối hàn chịu F và M . Bạn có thể dễ dàng suy ra công thức kiểm nghiệm cho trường hợp mối hàn chỉ chịu F hoặc M .

13.2.1.2. Mối hàn chồng

a) Kết cấu mối hàn chồng



Hình 13.2. Mối hàn chồng và kết cấu miệng hàn

1. Hàn tam giác; 2. Hàn lổm; 3. Hàn lồi.

Hình 13.2a là kết cấu và ký hiệu quy ước đường hàn mối chồng. Tùy thuộc vào kết cấu chịu lực và các thanh mà mối hàn chồng có thể: hàn dọc (phương mối hàn song song với ngoại lực F , chiều dài l_d . Mối hàn dọc có thể hàn với l_d bằng nhau nhưng cũng có thể khác nhau); hàn ngang (phương mối hàn vuông góc với ngoại lực F . Hàn ngang có thể hàn 1 hoặc 2 phía với chiều dài l_n) và hàn hỗn hợp (gồm mối hàn dọc và hàn ngang, chiều dài $L = l_n + l_d$).

– Tùy thuộc vào yếu tố công nghệ và tính chất quan trọng của kết cấu chịu lực mà tiết diện hàn chồng có thể thực hiện theo một trong 3 cách sau (hình 13.2b): hàn tam giác với cạnh hàn k ; hàn lồi và hàn lõm.

b) Tính mối hàn chồng

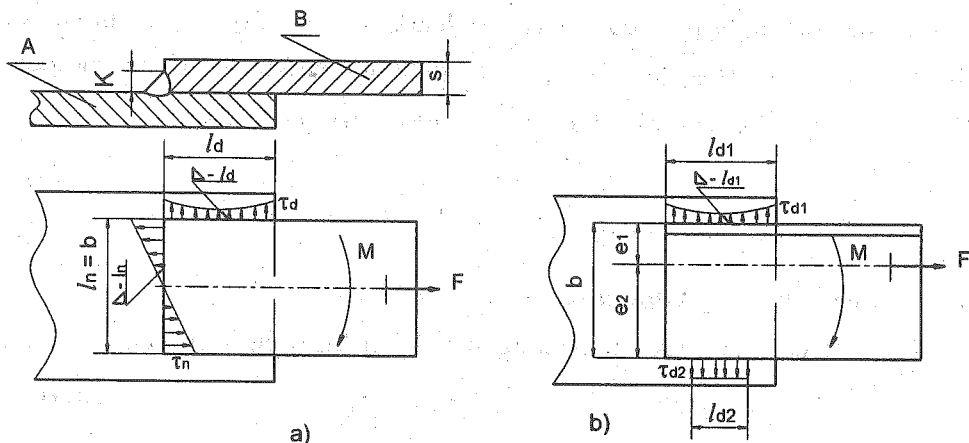
Khi chịu tải, mối hàn thường bị hỏng trong tiết diện phân giác và do ứng suất cắt gây ra vì vậy mối hàn thường được tính quy ước theo ứng suất cắt. Mặt khác do ứng suất phân bố không đều theo chiều dài mối hàn dọc (hình 13.3b), vì vậy khi thiết kế kết cấu mối hàn chồng cần lưu ý:

- Phần 2 tấm ghép chồng lên nhau tối thiểu là: $c \geq 4s$
- Chiều dài mối hàn dọc $l_d \leq 50k$ và thường lấy $l_d \leq l_n = b$

Khi kết cấu chịu lực F

Xét mối hàn hỗn hợp chịu lực kéo F , điều kiện bền có dạng:

$$\tau_F = \frac{F}{0,7.k.L} \leq [\tau] \quad (13.2)$$



Hình 13.3

a) Hàn hỗn hợp chịu F và M trong kết cấu đối xứng; b) Đường hàn dọc l_{d1} và l_{d2} trong kết cấu không đối xứng.

Trong đó:

k là chiều dày cạnh hàn, mm

L là tổng chiều dài đường hàn và $L = l_d + l_n$

Với mỗi hàn hỗn hợp (hình 13.3a) thì $L = 2 \cdot l_d + l_n$.

Trường hợp kết cấu mỗi hàn không đối xứng (hình 13.3b) thì chiều dài đường hàn l_{d1} và l_{d2} xác định như sau: $\frac{l_{d1}}{l_{d2}} = \frac{e_2}{e_1}$ và $L_d = l_{d1} + l_{d2}$.

Khi kết cấu chịu M :

Xét trường hợp hàn hỗn hợp chịu M . Do ứng suất trong mỗi hàn dọc và hàn ngang phân bố theo các quy luật khác nhau. Trong trường hợp tổng quát, điều kiện bền mỗi hàn có dạng:

$$\tau_M = \frac{M \rho_{\max}}{J_p} \leq [\tau] \quad (13.3a)$$

Trong đó: τ_M là ứng suất cắt lớn nhất do M gây ra, MPa.

$\rho_{\max}$ là khoảng cách từ trọng tâm mỗi ghép đến điểm xa nhất của cạnh hàn.

J_p là mômen quán tính độc cực tiết diện nguy hiểm của mỗi hàn đối với trọng tâm của mỗi hàn (tham khảo bài tập hoặc [15] để biết cách xác định $\rho_{\max}$ và J_p của cạnh hàn).



THƯ VIỆN
HUBT

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Trong trường hợp chiều dài đường hàn dọc ($l_{d1} = l_{d2} = l_d$) ngắn so với chiều dài đường hàn ngang ($l_d < l_n$), xuất phát từ điều kiện cân bằng mômen: $M = A_d \cdot l_n \cdot \tau_M + W_u \cdot \tau_M$, công thức (13.3a) được viết dưới dạng:

$$\tau_M = \frac{M}{0,7 \cdot k \cdot l_d \cdot l_n + \frac{1}{6} 0,7 \cdot k \cdot l_n^2} \leq [\tau] \quad (13.3b)$$

c) *Mối hàn chồng chịu lực F và mômen M*

Xét kết cấu chịu tác dụng đồng thời F và M, điều kiện bền có dạng:

$$\tau = \sqrt{\tau_F^2 + \tau_M^2 + 2\tau_F\tau_M \cos \alpha} \leq [\tau] \quad (13.4)$$

Trong đó: τ_F là ứng suất do lực F gây ra, xác định theo (13.2)

τ_M là ứng suất do M gây ra, xác định theo (13.3a) hoặc (13.3b) tùy thuộc vào kết cấu cụ thể.

Chú ý

a) Các công thức (13.2)...(13.4) là các công thức kiểm nghiệm bền mối hàn khi chịu ứng suất không đổi. Nếu mối hàn chịu tải trọng thay đổi thì phải tính mối hàn theo điều kiện bền mỏi.

b) Từ các công thức trên có thể suy ra các công thức thiết kế (xác định kích thước mối ghép hàn (chiều dài đường hàn L hoặc kích thước cạnh hàn k). Trong mối ghép bằng hàn, thường chiều dài đường hàn được chọn theo kết cấu do vậy từ các công thức trên ta có thể tính được cạnh hàn k.

Ví dụ từ 13.2 có thể tính được cạnh hàn theo công thức sau:

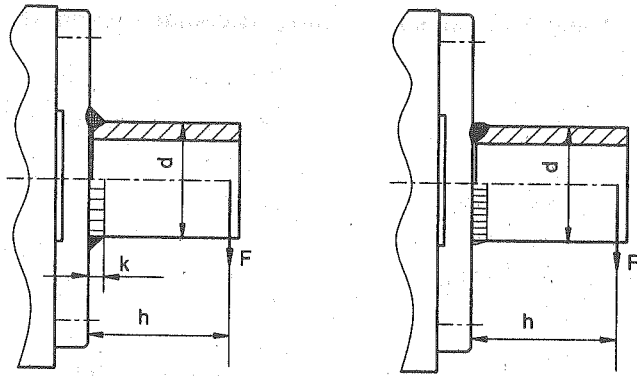
$$k \geq \frac{F}{0,7 \cdot l \cdot [\tau]}$$

$$\text{Hoặc từ 13.3b, suy ra: } k \geq \frac{M}{\left(0,7 \cdot l_d \cdot l_n + \frac{1}{6} 0,7 \cdot l_n^2\right) [\tau]}$$

Chiều dày cạnh hàn k thường bằng chiều dày tấm ghép s. Khi s lớn thì $k < s$, nhưng $k_{\min} \geq 3\text{mm}$.

13.2.1.3. Mối hàn góc

Mối hàn góc (hình 13.4) có thể quy về mối hàn giáp mối hay mối hàn chồng, vì vậy có thể áp dụng các công thức trên để tính toán mối hàn góc.



Hình 13.4. Kết cấu mối hàn góc

a) Tương đương mối hàn chông; b) Tương đương mối hàn giáp mối.

13.2.1.4. Ứng suất cho phép của mối ghép hàn

Chất lượng của mối hàn phụ thuộc vào nhiều yếu tố như chất lượng que hàn, phương pháp hàn. Với các kết cấu chịu tải trọng không đổi, làm bằng thép cacbon thấp và trung bình hoặc hợp kim thấp thì ứng suất cho phép có thể chọn theo bảng 13.1.

Bảng 3.1. Ứng suất cho phép khi kết cấu chịu ứng suất không đổi

Phương pháp hàn	Ứng suất cho phép của mối hàn		
	$[\sigma_k]$, MPa	$[\sigma_n]$, MPa	$[\tau]$, MPa
Hàn hồ quang bằng tay, que hàn E42 và E50. Mối hàn góc và giáp mối	$0,9[\sigma_k]$	$[\sigma_k]$	$0,6[\sigma_k]$
Hàn tự động có lớp thuốc bảo vệ, hàn tay bằng que hàn E42A và E50A	$[\sigma_k]$	$[\sigma_k]$	$0,65[\sigma_k]$

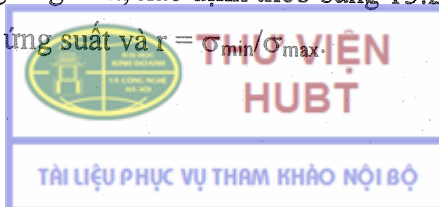
Khi mối ghép chịu tải trọng thay đổi: giá trị ứng suất cho phép tra theo bảng 13.1 nhân thêm hệ số γ xác định theo:

$$\gamma = \frac{1}{0,6k_t \pm 0,3 - (0,6k_t \mp 0,3)r} \leq 1 \quad (13.5)$$

Trong đó:

k_t là hệ số tập trung ứng suất, xác định theo bảng 13.2.

r là hệ số chu trình ứng suất và $r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$.



Bảng 13.2. Hệ số tập trung ứng suất khi tính kết cấu hàn

Kết cấu mối hàn	Hệ số tập trung ứng suất, k_t	
	Thép cacbon thấp và trung bình	Thép hợp kim thấp
Mối hàn giáp mối	1,5	1,9
Mối hàn chồng, hàn ngang	2,7	3,3
Mối hàn chồng, hàn dọc	3,5	4,5
Mối hàn chồng, hàn hỗn hợp	2,5	3,5

Ví dụ 1. Cho kết cấu mối ghép, hàn tay, que hàn E42. Vật liệu tấm bằng thép CT3 có $\sigma_{ch} = 225\text{MPa}$, hệ số an toàn khi xác định ứng suất cho phép $s = 1,5$. Chịu ngoại lực $F = 5\text{KN}$, kích thước mối ghép: $l = 100\text{mm}$.

a) Xác định chiều dày cạnh hàn k khi mối ghép chỉ có 2 mối hàn dọc, biết $a = b = 50\text{mm}$ (hình 13.5a).

b) Xác định cạnh hàn k khi chiều dài mỗi hàn dọc $l_d = a \leq 0,5l_n = 0,5b$. ($l_d = a$ và $l_n = b$, biết $b = 100\text{mm}$; $a = 50\text{mm}$ (hình 13.5b).

Bài giải:

a) Xác định chiều dày cạnh hàn k

Chuyển F về trọng tâm mối ghép G : Mối ghép chịu lực F và mômen $M = F.l$.

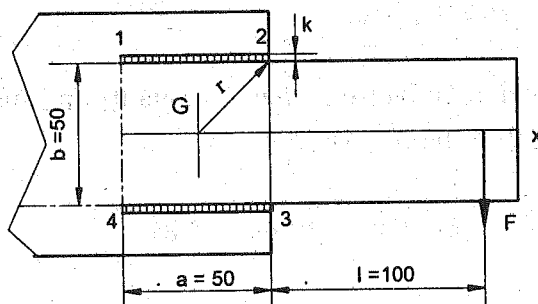
– Lực F gây nên ứng suất τ_F :

$$\tau_F = \frac{F}{A} = \frac{5000}{100t} = \left(\frac{50}{t}\right) \text{MPa} \quad (a)$$

với A là diện tích mối hàn: $A = 2.at$ ($t = 0,7k$ là chiều dày tiết diện phá hỏng).

– Mômen $M = F.(l + 0,5a)$: $\tau_M = \frac{M.r}{J} \quad (b)$

với r là khoảng cách từ G đến điểm xa nhất (điểm 1,2,3& 4).



Hình 13.5a

$$r = \sqrt{(0,5a)^2 + (0,5b)^2} = 25\sqrt{2} = 35,36\text{mm}$$

$$M = F.(l + 0,5a) = 125F = (125).(5000) = 625000\text{N}$$

($l = 100\text{mm}$ và $a = 50\text{mm}$)

J là mômen quán tính của tiết diện mỗi hàn

$J = J_1 + J_2 = 2.J_1$ (tính đối xứng)

Với J_1 là mômen quán tính mỗi hàn 1 đối với G , xác định theo công thức sau:

$$J_1 = A_1 \left(\frac{a^2}{12} + r_1^2 \right) = 50.t \left(\frac{50^2}{12} + 25^2 \right) = 41667t$$

Vậy $J = 2.J_1 = 2.(41667t) = 83334t \text{ (mm}^4\text{)}.$

Thay các giá trị vào (b):

$$\tau_M = \frac{M.r}{J} = \frac{(625000).(35,36)}{(83334t)} = \left(\frac{265,2}{t} \right) \text{MPa}$$

Ứng suất do F và M gây ra tại các điểm được xác định như sau:

$$\bar{\tau} = \bar{\tau}_M + \bar{\tau}_F \quad (\text{xem hình 13.5c}).$$

Tại các điểm 2 và 3 sẽ cho ứng suất lớn nhất và có thể xác định được τ_2 như sau:

$$\tau_2 = \sqrt{\tau_x^2 + \tau_y^2} \quad (\text{a})$$

Với:

$$\tau_x = \tau_{Mx} = \tau_M \cos \alpha = \frac{265,2}{t} \cos 45^\circ = \frac{187,5}{t} \text{MPa}$$

$$\tau_y = \tau_{My} + \tau_F = \tau_M \sin \alpha + \frac{50}{t} = \frac{187,5}{t} + \frac{50}{t} = \frac{237,5}{t} \text{MPa}$$

α là góc tạo bởi giữa 2 vectơ ứng suất, trường hợp này $\alpha = 45^\circ$.

Thay số vào, ta được:

$$\tau_2 = \sqrt{\tau_x^2 + \tau_y^2} = \sqrt{\left(\frac{187,5}{t} \right)^2 + \left(\frac{237,5}{t} \right)^2} = \frac{302,6}{t} \text{MPa}$$

Cũng có thể sử dụng công thức sau để tính giá trị của ứng suất tổng tại điểm 2 và 3:

$$\bar{\tau} = \bar{\tau}_M + \bar{\tau}_F = \sqrt{\tau_F^2 + \tau_M^2 + 2.\tau_F.\tau_M.\cos \alpha}$$

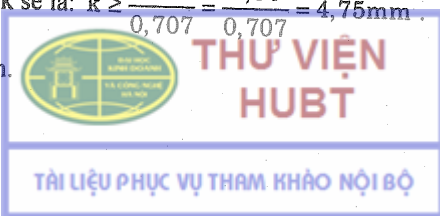
Điều kiện bền của mối hàn có dạng:

$$\tau_2 = \sqrt{\tau_x^2 + \tau_y^2} \leq [\tau]. \text{ Với } [\tau] = 0,6\sigma_b = 0,6 \frac{\sigma_{ch}}{s} = 0,6 \frac{225}{1,5} = 90 \text{MPa}$$

Suy ra:
$$t \geq \frac{302,6}{[\tau]} = \frac{302,6}{90} = 3,36 \text{mm}$$

Vậy chiều dày cạnh hàn k sẽ là: $k \geq \frac{t}{0,707} = \frac{3,36}{0,707} = 4,75 \text{mm}$

Chọn chiều dày $k = 5 \text{mm}$.

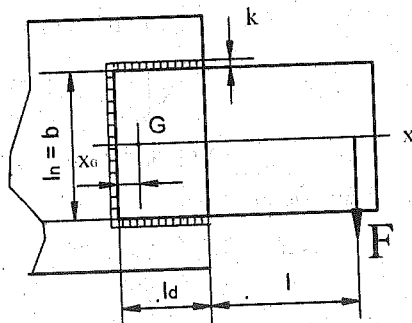


b) Trường hợp này có thể giải theo 2 cách sau

Cách thứ nhất

Do trọng tâm của mối hàn bị thay đổi vì vậy cần tiến hành theo các bước sau:

- Xác định trọng tâm của mối hàn hỗn hợp G.
- Dời lực F về trọng tâm G và xác định các giá trị của M và F.
- Lần lượt xác định các thành phần ứng suất do M và F gây ra.
- Tìm điểm chịu ứng suất lớn nhất.
- Xác định kích thước cạnh hàn hoặc kiểm tra điều kiện bền của mối hàn.
- Xác định tâm quay G (hình 13.5b)



Hình 13.5b

Tâm quay nằm trên trục X-X với x_G
và y_G xác định như sau:

$$x_G = \frac{a^2}{(b + 2a)} = \frac{50^2}{(100 + 2.50)} = 12,5\text{mm}$$

$$y_G = 0,5b = 50\text{mm}$$

- Dời lực về tâm G ta được:

+ Lực $F = 5000\text{N}$

+ Mômen $M = F \cdot [l + (a - x)] = F \cdot [100 + 37,5]$
 $= 5000 \cdot (137,5) = 687500\text{Nmm}$

- Xác định các thành phần ứng suất do F và M:

+ Ứng suất do F:

$$\tau_F = \frac{F}{A} = \frac{5000}{200t} = \frac{25}{t} \text{MPa} \quad (a)$$

với A là diện tích mối hàn $A = A_1 + A_2 + A_3 = 2 \cdot A_1 + A_3$

$$A = (2 \cdot a \cdot t) + (b \cdot t) = t \cdot (2a + b) = 200t$$

(chiều dày tiết diện phá hỏng $t = 0,7k$).

+ Ứng suất do M: $\tau_M = \frac{M \cdot r}{J} \quad (b)$

Với $M = 687500\text{Nmm}$

r là khoảng cách từ G đến điểm xa nhất (điểm 2, 3 hình 13.5c).

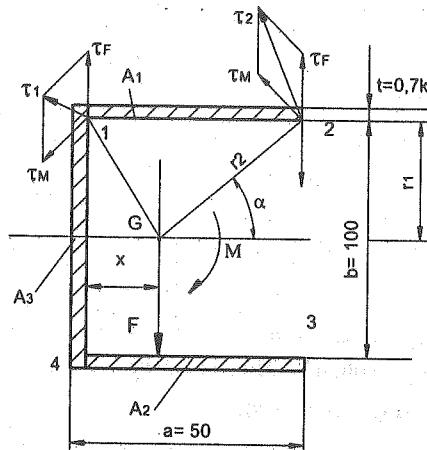
$$r = \sqrt{(a - x)^2 + y^2} = \sqrt{(37,5)^2 + (50)^2} = 62,5\text{mm}$$

J là mômen quán tính của tiết diện mối hàn

$$J = J_1 + J_2 + J_3 = 2 \cdot J_1 + J_3$$

Với J_1 là mômen quán tính mỗi hàn 1 đối với G, xác định bởi công thức sau:

$$J_1 = A_1 \left(\frac{a^2}{12} + r_1^2 \right) = 50 \cdot t \left(\frac{50^2}{12} + 50^2 \right) = 135416,66t$$



Hình 13.5c

Trong đó: $r_1 \approx 50\text{mm}$.

Vậy: $2.J_1 = 2.(135416,66t) = 270833t \text{ (mm}^4\text{)}$.

$$J_3 = A_3 \left(\frac{b^2}{12} + r_3^2 \right) = 100.t \left(\frac{100^2}{12} + 12,5^2 \right) = 98958,33t$$

Vậy: $J = 2.J_1 + J_3 = 270833t + 98958,33t = 369791,33t$

Thay các giá trị vào (b):

$$\tau_M = \frac{M.r}{J} = \frac{(687500).(62,5)}{(369791,33t)} = \left(\frac{116,2}{t} \right) \text{ MPa}$$

Ứng suất do F và M gây ra tại các điểm được xác định như sau:

$$\tau = \tau_M + \tau_F$$

Tại các điểm 2 và 3 sẽ cho ứng suất lớn nhất và tương tự ta có thể xác định được τ_2 như sau:

$$\tau_2 = \sqrt{\tau_x^2 + \tau_y^2} \quad (c)$$

Với: $\tau_x = \tau_{Mx} = \tau_M \cos \varphi = \frac{116,2}{t} \cos 36,8^\circ = \frac{93}{t} \text{ MPa}$

$$\tau_y = \tau_{My} + \tau_F = \tau_M \sin \varphi + \frac{25}{t} = \frac{69}{t} + \frac{25}{t} = \frac{94}{t} \text{ MPa}$$

α là góc tạo bởi giữa 2 vectơ ứng suất $\tan \alpha = \frac{50}{50 - 12,5}$ suy ra $\alpha = 53,13^\circ$.

$$\text{Và } \varphi = 90^\circ - 53,13^\circ = 36,87^\circ$$

$$\text{Thay số vào (c), ta được: } \tau_2 = \sqrt{\tau_x^2 + \tau_y^2} = \sqrt{\left(\frac{93}{t} \right)^2 + \left(\frac{94}{t} \right)^2} = \frac{132}{t} \text{ MPa}$$

Điều kiện bền của mối hàn có dạng: $\tau_2 = \sqrt{\tau_x^2 + \tau_y^2} \leq [\tau]$

$$\text{Với: } [\tau] = 0,6\sigma_b = 0,6 \frac{\sigma_{ch}}{s} = 0,6 \frac{225}{1,5} = 90 \text{ MPa}$$

Suy ra: $t \geq \frac{132}{[\tau]} = \frac{132}{90} = 1,47\text{mm}$. Vậy chiều dày cạnh hàn k sẽ là:

$$k \geq \frac{t}{0,707} = \frac{1,47}{0,707} = 2,07\text{mm}.$$

Chọn chiều dày: $k = 3\text{mm}$.

Cách thứ 2.

– Ứng suất do F: $\tau_F = \frac{F}{A} = \frac{5000}{200t} = \left(\frac{25}{t}\right)\text{MPa}$

– Ứng suất do M: Do chiều dài mỗi hàn dọc $< 0,5b$ nên có thể xem ứng suất do M gây ra có phương song song và phân bố đều theo chiều dài đường hàn dọc, lấy $\tau_{dM} = \tau_{nM} = \tau_M$.

Nên điều kiện cân bằng khi chịu M:

$$M = \tau_M \cdot (A_1 \cdot b + W_u), \text{ suy ra:}$$

$$\tau_M = \frac{M}{A_1 \cdot b + W_u} = \frac{M}{t \cdot (a \cdot b + \frac{b^2}{6})}$$

Thay số vào ta được: $\tau_M = \frac{M}{t \cdot (50 \cdot 100 + \frac{100^2}{6})} = \frac{103,13}{t}$

Do các ứng suất này vuông góc với nhau nên ứng suất tổng sẽ là:

$$\tau_2 = \sqrt{\tau_F^2 + \tau_M^2} = \sqrt{\left(\frac{25}{t}\right)^2 + \left(\frac{103,13}{t}\right)^2} = \frac{106}{t} \leq [\tau]$$

Suy ra: $t = \frac{106}{90} = 1,18\text{mm}$

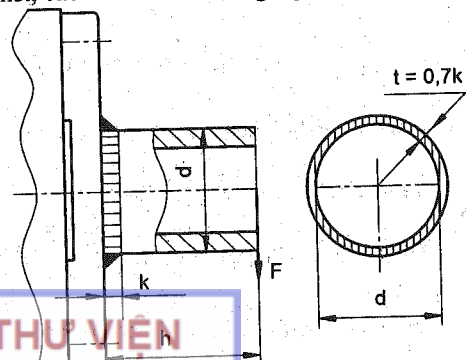
Vậy: $k = \frac{1,18}{0,707} = 1,67\text{mm}$. Chọn $k = 3\text{mm}$.

Ví dụ 2. Cho kết cấu mối ghép hàn, hàn tay, que hàn E42. Vật liệu tấm bằng thép CT3 có $[\tau] = 100\text{MPa}$. Chịu ngoại lực $F = \text{const}$, các kích thước mối ghép: $h = 100\text{mm}$, $d = 50\text{mm}$ và cạnh hàn $k = 4\text{mm}$.

1. Xác định tải trọng lớn nhất tác dụng lên mối ghép hàn (hình 13.6a).

2.

a) Thay ống tròn bằng thanh tiết diện hình chữ nhật (hình 13.6b) kích thước $a = 100\text{mm}$ và $b = 150\text{mm}$. Kiểm tra xem mối hàn trên có đủ bền không? Với điều kiện các yếu tố khác không thay đổi.



Hình 13.6a

b) Trình bày phương pháp tính mối hàn khi tải trọng ngoài thay đổi từ $F_{\min} = 0$ đến $F_{\max} = F$.

Xác định hệ số giảm ứng suất cho phép γ và ứng suất cho phép khi mối ghép chịu tải trọng thay đổi biết $k_t = 2,5$.

3. Thay ống tròn bằng thanh tiết diện hình chữ nhật có kích thước $a = 20\text{mm}$ và $b = 100\text{mm}$ (hình 13.6c). Xác định tải trọng lớn nhất tác dụng lên mối ghép.

Bài giải:

1. Xác định tải trọng lớn nhất tác dụng lên mối ghép

– Đây là mối hàn chồng với cạnh hàn k

– Dời F về trọng tâm mối ghép ta được F và $M = F.h$

– Xác định các ứng suất do F và M gây ra. Tiết diện phá hỏng là tiết diện hình vành khăn có đường kính trong d và chiều dày $t = 0,707k$.

– Ứng suất do F :

$$\tau_F = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi \cdot 50 \cdot t} = \left(\frac{F}{157 \cdot t} \right) \text{MPa} \quad (a)$$

với A là diện tích mối hàn $A \approx \pi \cdot d \cdot t = \pi \cdot 50 \cdot t$

– Ứng suất do M : $\sigma_M = \frac{M \cdot y}{I} \quad (b)$

Trong đó: y là khoảng cách đến điểm xa nhất $y \approx 0,5d = 25\text{mm}$.

I là mômen quán tính của tiết diện mối hàn.

$$I_{xx} = \pi \cdot r^3 \cdot t = \pi \cdot (25^3) \cdot t$$

$$\text{Thay vào (b), ta được: } \sigma_M = \frac{M \cdot y}{I} = \frac{F \cdot 100 \cdot 25}{\pi \cdot 25^3 \cdot t} = 0,05 \frac{F}{t} \text{MPa}$$

Điều kiện bền của mối hàn có dạng:

$$\begin{aligned} \tau &= \sqrt{\left(\frac{\sigma_M}{2} \right)^2 + \tau_F^2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{0,05 \cdot F}{2 \cdot t} \right)^2 + \left(\frac{F}{157 \cdot t} \right)^2} = \sqrt{\left(0,025 \frac{F}{t} \right)^2 + \left(0,006 \frac{F}{t} \right)^2} \leq [\tau] = 100 \end{aligned}$$

$$\tau = 0,0257 \frac{F}{t} \leq [\tau] = 100, \text{MPa} \quad (c)$$

$$\text{Từ (c) suy ra: } F \geq \frac{100 \cdot t}{0,0257} = \frac{100 \cdot (2,82)}{0,0257} = 11200\text{N} = 11,2\text{kN}$$

Với $t = 0,707k = (0,707) \cdot 4 = 2,828\text{mm}$.

Như vậy tải trọng lớn nhất tác dụng lên mối ghép hàn là: $F = 11,2\text{kN}$.

2.

a) Kiểm tra độ bền mối ghép hàn. Tiết diện thanh chữ nhật, kích thước $a = 100\text{mm}$ và $b = 150\text{mm}$ (hình 13.6c).

- Đây là mối hàn chồng với cạnh hàn k.
- Dời F về trọng tâm mối ghép ta được F và M = F.h.
- Xác định các ứng suất do F và M gây ra.

Ứng suất do F:

$$\tau_F = \frac{F}{A} = \frac{F}{2(a+b).t} = \frac{F}{500.t} = \frac{11200}{500.t} = \frac{22,4}{t} \text{ MPa (a)}$$

với A là tổng diện tích mối hàn: $A = 2(a+b).t = 500.t$

(chiều dày tiết diện phá hỏng: $t = 0,7k$).

$$\text{Ứng suất do M: } \sigma_M = \frac{M.y}{I} \quad (b)$$

Trong đó: y là khoảng cách đến điểm xa nhất $y = 75\text{mm}$

I là mômen quán tính của tiết diện 4 mối hàn đối với trục X-X

$$I_{xx} = 2I_1 + 2I_2 \text{ với } I_1 = \left[\frac{a.t^3}{12} + a.t \left(\frac{b}{2} \right)^2 \right] = a.t \left(\frac{b}{2} \right)^2$$

(bỏ qua đại lượng có t^3 do $t \ll a$ và b).

$$I_2 = \left[\frac{t.b^3}{12} \right]$$

$$\text{Vậy: } I_{xx} = 2I_1 + 2I_2 = 2at \left(\frac{b}{2} \right)^2 + 2 \cdot \frac{t.b^3}{12} = t \left[\frac{a.b^2}{2} + \frac{b^3}{6} \right]$$

Thay số vào ta có :

$$I_{xx} = t \left[\frac{a.b^2}{2} + \frac{b^3}{6} \right] = t \left[\frac{100.(150)^2}{2} + \frac{(150)^3}{6} \right] = [(150)^2.(75).t]$$

$$\text{Thay I và y vào (b), ta được: } \sigma_M = \frac{M.y}{I} = \frac{(11200.100)(75)}{(150)^2(75).t} = \frac{49,7}{t}$$

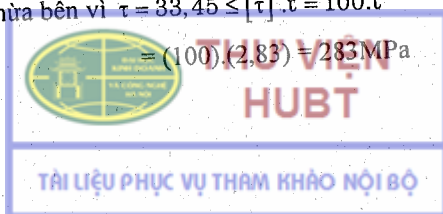
Điều kiện bền:

$$\tau = \sqrt{\left(\frac{\sigma_M}{2} \right)^2 + \tau_F^2} = \sqrt{\left(\frac{49,7}{2.t} \right)^2 + \left(\frac{22,4}{t} \right)^2} \leq [\tau] = 100$$

$$\tau = \sqrt{\left(\frac{33,45}{t} \right)^2} \leq [\tau] = 100 \text{ hoặc } \tau = \frac{33,45}{t} \leq [\tau] = 100$$

Với $k = 4$ suy $t = 0,707k = 2,83\text{mm}$

Kết luận: Mối ghép thừa bền vì $\tau = 33,45 \leq [\tau].t = 100.t$



b)

Phương pháp tính mối hàn khi chịu tải trọng thay đổi là so sánh ứng suất tính toán với ứng suất cho phép đã được nhân với hệ số giảm ứng suất cho phép γ xác định theo

$$\text{công thức sau: } \gamma = \frac{1}{0,6k_t \pm 0,3 - (0,6.k_t \mp 0,3).r}$$

Trong đó: $k_t = 2,5$ là hệ số tập trung ứng suất thực tế

r là hệ số chu trình ứng suất

- Xác định ứng suất cho phép khi mối ghép chịu tải trọng thay đổi

$$[\tau]^{\text{Thay đổi}} = \gamma. [\tau] = \gamma.(100)$$

Trong đó: γ là hệ số giảm ứng suất cho phép được xác định theo công thức trên với r

là hệ số chu trình thay đổi ứng suất: $r = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}}$

Khi $F = 0$ thì $\tau_{\min} = 0$.

$$\text{Khi } F = F_{\max} \text{ thì } \tau_{\max} = \frac{33,45}{t}$$

$$\text{Vậy: } r = 0/\tau_{\max} = 0$$

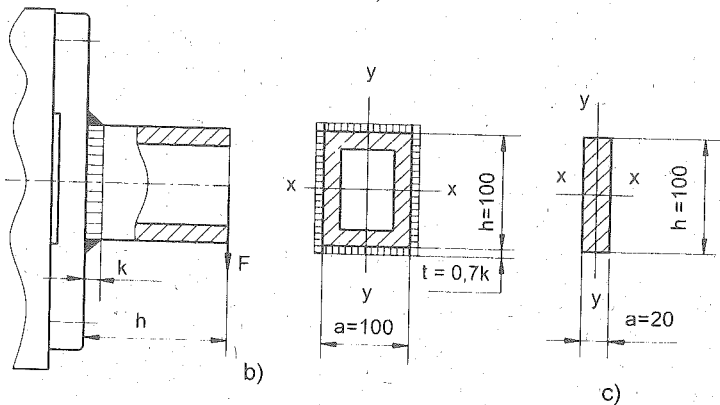
Thay vào ta có hệ số giảm ứng suất cho phép :

$$\gamma = \frac{1}{0,6K_t \pm 0,3 - (0,6K_t \mp 0,3)r} = \frac{1}{0,6.2,5 + 0,3} = 0,55$$

Vậy ứng suất cho phép của mối hàn khi F thay đổi sẽ là:

$$[\tau]^{\text{Thay đổi}} = \gamma. [\tau] = 0,55.(100) = 55 \text{ MPa}$$

3. Xác định tải trọng F lớn nhất tác dụng lên mối ghép. Tiết diện thanh chữ nhật, kích thước $a = 20 \text{ mm}$ và $b = 100 \text{ mm}$, (hình 13.6c).



Hình 13.6b,c

Trong trường hợp này mối hàn góc được quy về mối hàn giáp mối với tiết diện $A = a.b = 2000 \text{ mm}^2$.

Đời lực F về trọng tâm và xác định các ứng suất do các lực này gây ra.

Ứng suất do F :

$$\tau_F = \frac{F}{A} = \frac{F}{2000} \text{ MPa} \quad (a)$$

với A là diện tích mối hàn $A = a.b = 2000 \text{ mm}^2$

$$\text{Ứng suất do } M: \sigma_M = \frac{M}{W_u} \quad (b)$$

Trong đó: W_u là mômen cản uốn của tiết diện mối hàn

$$W_u = \frac{a.b^2}{6} = \frac{20.(100)^2}{6} = \frac{200000}{6} \text{ mm}^3$$

M là mômen tác dụng lên tiết diện $M = F.h = (100F) \text{ N/mm}$

$$\text{Thay vào (b), ta được: } \sigma_M = \frac{100F.6}{200000} = \frac{3.F}{1000} \text{ MPa}$$

Điều kiện của mối hàn:

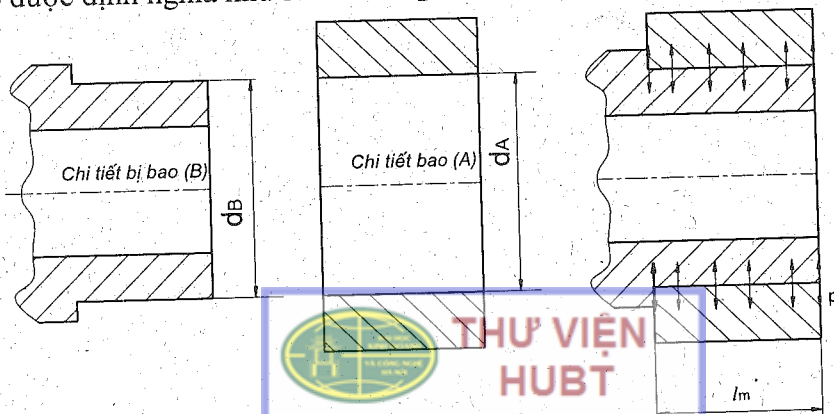
$$\tau = \sqrt{\left(\frac{\sigma_M}{2}\right)^2 + \tau_F^2} = \sqrt{\left(\frac{3F}{2.1000}\right)^2 + \left(\frac{F}{2000}\right)^2} = \frac{3,16.F}{2000} \text{ MPa} \leq [\tau] = 100$$

$$\text{Vậy: } F \leq \frac{(2000).(100)}{3,16} = 63291 \text{ N}$$

13.2.2. Mối ghép độ dôi

13.2.2.1. Cấu tạo mối ghép độ dôi

Ghép độ dôi (hình 13.7) là mối ghép thông dụng để ghép bạc (chi tiết bao) với trục (chi tiết bị bao). Để tạo nên mối ghép độ dôi thì kích thước chi tiết bao (d_A) phải nhỏ hơn kích thước chi tiết bị bao (d_B) và độ dôi δ của mối ghép được định nghĩa như sau: $\delta = d_B - d_A$



Hình 13.7. Kết cấu mối ghép độ dôi

Các bề mặt lắp ghép trong mối ghép độ dôi thường có dạng trụ tròn, hình côn hoặc dạng định hình (đa giác). Ngoài ghép độ dôi trực tiếp còn dùng ghép độ dôi gián tiếp, nghĩa là sử dụng chi tiết trung gian như vòng néo, thanh néo. Để tạo mối ghép độ dôi, cần ép chi tiết bị bao vào chi tiết bao, tùy thuộc vào nhiều yếu tố mà có thể thực hiện bằng 1 trong 3 cách sau: ép trực tiếp; nung nóng chi tiết bao hoặc làm nguội chi tiết bao (nếu sử dụng phương pháp ép trực tiếp thì cần xác định lực ép cần thiết, còn nếu dùng phương pháp nung nóng hay làm nguội thì cần xác định chính xác nhiệt độ nung (làm nguội)). Sau khi lắp, trên bề mặt tiếp xúc của chi tiết bao và bị bao xuất hiện áp lực riêng và tạo nên ma sát lớn nhờ vậy có thể truyền được tải trọng đã cho (khả năng tải của mối ghép chủ yếu phụ thuộc vào độ dôi, ngoài ra còn phụ thuộc vào 1 số yếu tố khác như nhám bề mặt, phương pháp lắp,...).

13.2.2.2. Tính mối ghép độ dôi

Để truyền được tải trọng đã cho cần tạo ra áp lực riêng p . Mặt khác sau khi lắp thì các chi tiết không bị hư hỏng do biến dạng dẻo vì vậy mối ghép độ dôi thường tiến hành tính toán theo hai bước:

Tính thiết kế là chọn kiểu lắp cho mối ghép để truyền được tải trọng đã cho.

Tính kiểm nghiệm là đảm bảo cho các tiết ghép không bị hư hỏng do biến dạng dẻo trong quá trình lắp.

a) Tính thiết kế

Để chọn kiểu lắp cho mối ghép trước hết cần xác định được áp suất trên bề mặt ghép. Trong mối ghép độ dôi thì tải trọng truyền từ chi tiết bao sang chi tiết bị bao nhờ lực ma sát, vì vậy:

– Khi mối ghép chịu lực dọc F_a :

$$\text{Từ điều kiện } F_{ms} \geq F_a \text{ suy ra: } p \geq kF/\pi fd l \quad (13.6a)$$

– Khi mối ghép chịu T :

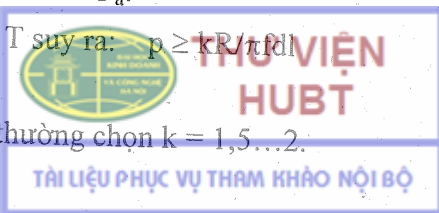
$$\text{Từ điều kiện } T_{ms} \geq T \text{ suy ra: } p \geq 2kT/\pi fd^2 l \quad (13.6b)$$

– Khi chịu đồng thời T và F_a :

$$\text{Từ điều kiện } T_{ms} \geq T \text{ suy ra: } p \geq kT/\pi fd l \quad (13.6c)$$

Trong đó:

k là hệ số an toàn, thường chọn $k = 1,5 \dots 2$.



d và l là đường kính danh nghĩa và chiều dài bề mặt ghép.

F_a và T là lực chiều trục và mômen xoắn và $R = \sqrt{F_a^2 + \left(\frac{2 \cdot T}{d}\right)^2}$

f là hệ số ma sát, thường $f = 0,08$ khi ép nguội và $0,14$ khi ép nóng.

Để tạo áp lực p (xác định theo 13.6abc) cần có độ dôi δ xác định như sau:

$$\delta = p \cdot d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \quad (13.7a)$$

với $C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1$ và $C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2$

d , d_1 và d_2 là các kích thước của chi tiết ghép (xem hình 13.8).

E_1 ; μ_1 ; E_2 và μ_2 là mô đun đàn hồi và hệ số Poisson của vật liệu chi tiết bị bao và chi tiết bao.

Với phương pháp ép trực tiếp, do trong quá trình ép các mâm mô bề mặt bị san bằng vì vậy để đảm bảo truyền được tải trọng đã cho thì độ dôi cần thiết δ_c trước khi lắp xác định như sau:

$$\delta_c = \delta + 1,2(R_{z1} + R_{z2}) \quad (13.8)$$

Sau khi xác định được δ_c , dựa vào bảng dung sai lắp ghép để chọn kiểu lắp thích hợp ($\varnothing dH7/k6$; $\varnothing dH7/m6$; $\varnothing dH7/n6$) thỏa mãn điều kiện: $\delta_{\min} \geq \delta_c$.

b) *Tính kiểm nghiệm*: Kiểm nghiệm xem ứng với kiểu lắp đã chọn thì các chi tiết ghép có bị rạn nứt hay biến dạng quá lớn không? Từ (13.7a) suy ra áp suất trên bề mặt ghép:

$$p \geq \frac{\delta_t}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} \quad (13.7b)$$

Trong đó: $\delta_t = \delta_{\max} - 1,2(R_{z1} + R_{z2})$ là độ dôi tính.

Hình 13.8 cho biết quy luật phân bố ứng suất σ_r và σ_t bên trong chi tiết bao và bị bao. Từ hình vẽ dễ thấy:

Đối với tiết máy bao (bạc) thì điểm nguy hiểm là điểm thuộc mặt trong.

Điều kiện bền: $\sigma_{td} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq \sigma_{ch}$

Trong đó: $\sigma_1 = \sigma_t$ và $\sigma_3 = \sigma_r$

Với ứng suất σ_t và σ_r xác định theo công thức Lamê (xem hình 13.8).



Bài giải:

Áp suất cần thiết trên mặt ghép để truyền lực $F_a = 376\text{N}$ và $T = 300000\text{Nmm}$ được xác định theo công thức:

$$p = \frac{kR}{\pi f d l} = \frac{1,7.3023}{3,14.0,05.200.80} = 2,041\text{MPa} \quad (a)$$

Trong đó lực R được xác định:

$$R = \sqrt{F_a^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2} = \sqrt{376^2 + \left(\frac{2.300000}{200}\right)^2} = 3023\text{N}$$

Độ hở nhỏ nhất để tạo áp lực $p = 2,04\text{N/mm}^2$ được tính theo công thức:

$$\delta = p d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \quad (b)$$

Với:

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2 = \frac{1 + \left(\frac{200}{240}\right)^2}{1 - \left(\frac{200}{240}\right)^2} + 0,3 = 5,83$$

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1 = \frac{1 + \left(\frac{150}{200}\right)^2}{1 - \left(\frac{150}{200}\right)^2} - 0,3 = 3,27$$

$$\mu_1 = \mu_2 = 0,3$$

d là đường kính mặt ghép: $d = 200\text{mm}$

d_2 là đường kính chân răng bánh vít:

$d_2 = 240\text{mm}$, d_1 là đường kính trong vành răng: $d_1 = 150\text{mm}$.

l là chiều dài bề mặt ghép: $l = 80\text{mm}$ và $E_1 \approx E_2 = 105\text{MPa}$

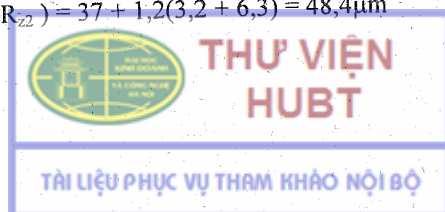
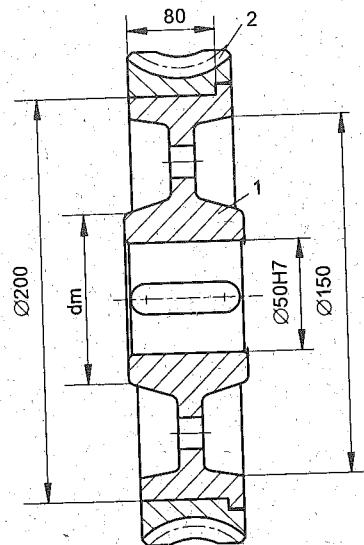
Hình 13.9

Thay vào (b):

$$\delta = p d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = 2,04.200 \left(\frac{3,27}{10^5} + \frac{5,83}{10^5} \right) = 0,037\text{mm} = 37\mu\text{m}$$

Ở đây sử dụng phương pháp lắp ép, nên độ dôi nhỏ nhất cần thiết của mỗi ghép sẽ là:

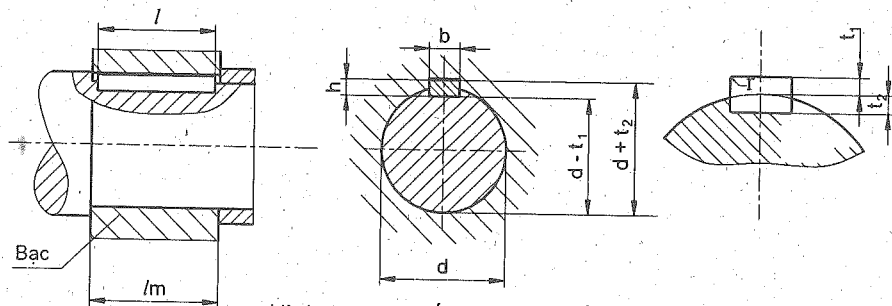
$$\delta_c = \delta + 1,2(R_{z1} + R_{z2}) = 37 + 1,2(3,2 + 6,3) = 48,4\mu\text{m}$$



13.2.3. Mối ghép then và then hoa

a) Kết cấu và tính mối ghép then bằng

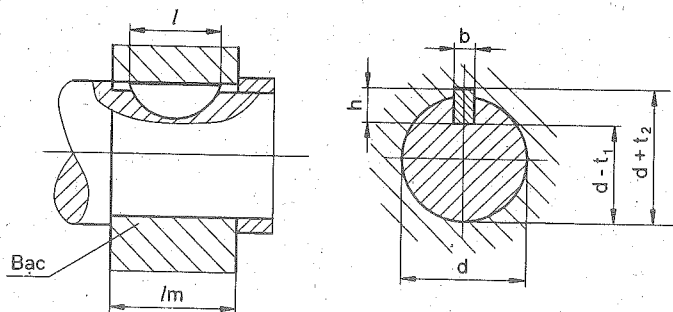
Hình 13.10a là kết cấu mối ghép then bằng đầu tròn. Nhờ chi tiết trung gian là then mà lực được truyền từ trục sang bạc hoặc ngược lại. Then được cố định chặt trên trục nhờ lắp độ dôi hoặc bằng vít cố định. Có thể chia mối ghép then thành các loại sau:



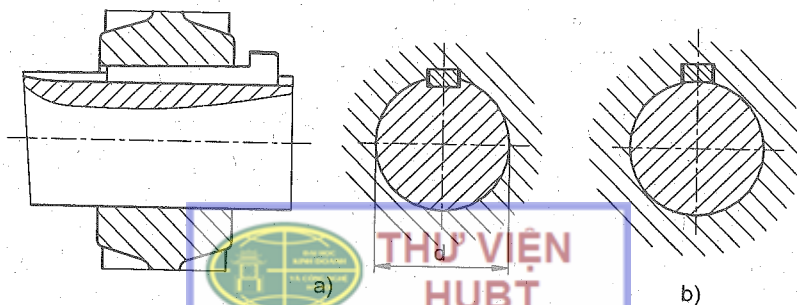
Hình 13.10a. Mối ghép then bằng đầu tròn

Then ghép lồng bao gồm then bằng, then bán nguyệt (hình 13.10b) và then bằng dẫn hướng.

Then ghép căng (hình 13.10c) gồm có then vát, then ma sát và then tiếp tuyến.



Hình 13.10b. Mối ghép then bán nguyệt



Hình 13.10c. Mối ghép then ghép căng

a) Then vát; b) Then ma sát.

Mối ghép then có nhiều ưu điểm như kết cấu đơn giản, dễ chế tạo và dễ lắp ghép. Tuy nhiên cũng có một số nhược điểm như gây tập trung ứng suất (đặc biệt đối với trục) hoặc độ đồng tâm lắp ghép thấp (mối ghép then vát hoặc then ma sát).

Kích thước cơ bản của mối ghép then:

Với then bằng: b là chiều rộng và h là chiều cao của then được tiêu chuẩn và chọn theo đường kính d của trục (bảng 13.3).

Chiều dài then l : được chọn theo kết cấu, thường $l = (0,85 \dots 0,95)l_m$ sau đó chọn theo tiêu chuẩn (bảng 13.3).

Bảng 13.3. Tiêu chuẩn then bằng đầu tròn

Đường kính mối ghép d, mm	Kích thước then		Chiều sâu rãnh then		Bán kính góc lượn rãnh	
	h	b	Trên trục t_1	Trên bạc t_2	min	max
> 6...10	3	3	1,8	1,4	0,08	0,16
> 10...12	4	4	2,5	1,8		
> 12...17	5	5	3	2,3	0,16	0,4
> 17...22	6	6	3,5	2,8		
> 22...30	8	7	4	2,8		
> 30...38	10	8	5	3,3	0,25	0,4
> 38...44	12	8	5	3,3		
> 44...50	14	9	5,5	3,8		
> 50...58	16	10	6	4,3		
> 58...65	18	11	7	4,4		
> 65...75	20	12	7,5	4,9	0,4	0,6
> 75...85	22	14	9	5,4		
> 85...95	25	14	9	5,4		
> 95...100	28	16	10	6,4		
> 110...130	32	18	11	7,4	0,4	0,6
....						

Chiều dài tiêu chuẩn của then:
10;12;14;16;18;20;22;25;28;32;36;40;45;50;56;63;70;80;90;100;110;125;140;160;180;....

Sau khi chọn kích thước then theo điều kiện kết cấu cần kiểm nghiệm then theo điều kiện bền dập và bền cắt.

Theo điều kiện bền dập:

$$\sigma_d = \frac{F}{A_d} \leq [\sigma_d] \quad (13.10)$$

$$\text{Theo điều kiện bền cắt: } \tau_c = \frac{F}{A_c} \leq [\tau_c] \quad (13.11)$$

Trong đó: $F = 2T/d$ là lực tác dụng trên then.

$A_d = l_1 \cdot t_2$ là diện tích chịu đập của tiết diện then; $l_1 = l - b$ là chiều dài tính (then bằng đầu tròn).

$A_c = b \cdot h$ là diện tích chịu cắt của tiết diện then.

$[\sigma_d]$, $[\tau_c]$: ứng suất cho phép của vật liệu then (chú ý vật liệu then có độ bền thấp hơn vật liệu trục và bạc).

Nếu then làm bằng thép C45 (then của các trục hộp giảm tốc (HGT)) thì:

$[\sigma_d] = 50 \dots 70 \text{ MPa}$ nếu HGT làm việc liên tục, hết khả năng tải.

$[\tau_c] = 120 \text{ MPa}$ khi chịu tải trọng tĩnh; $[\tau_c] = 90 \text{ MPa}$ khi chịu tải trọng thay đổi và $[\tau_c] = 50 \text{ MPa}$ khi chịu tải trọng va đập mạnh.

Các trường hợp khác xem trong các tài liệu [4].

b) Kết cấu và tính mối ghép then hoa

Ghép then hoa được thực hiện nhờ trục then hoa ghép vào bạc then hoa (hình 13.11). Do có nhiều then và các then được làm liền trục nên mối ghép then hoa khắc phục được các nhược điểm của mối ghép then bằng và then vát (khả năng tải cao hơn và tập trung ứng suất nhỏ hơn; độ đồng tâm cao hơn nhưng chế tạo phức tạp hơn đặc biệt bạc then hoa), tham khảo trong tài liệu [4] để biết kích thước mối ghép then hoa.

Dạng răng trong mối ghép then hoa có thể là chữ nhật, thân khai hoặc tam giác. Then hoa chữ nhật và thân khai dùng trong mối ghép cố định hay di động, còn răng tam giác chủ yếu dùng trong mối ghép cố định và truyền mômen nhỏ.

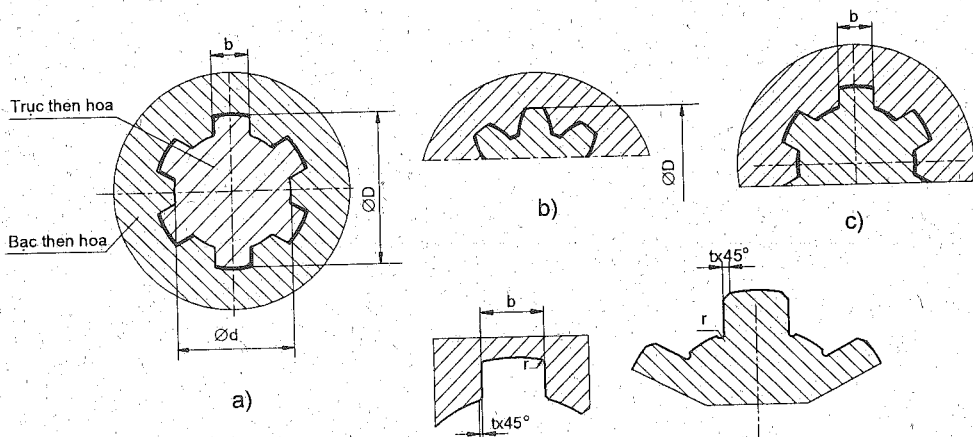
Có ba phương pháp định tâm mối ghép then hoa:

– Theo đường kính trong d (hình 13.11a).

– Theo đường kính ngoài D (hình 13.11b). Hai phương pháp đầu dùng khi cần đảm bảo độ đồng tâm cao, khi mối ghép chịu tải va đập, rung động và trục quay với tốc độ cao.

– Theo bề mặt bên, dùng khi yêu cầu cần truyền tải lớn và không yêu cầu cao về độ đồng tâm (hình 13.11c).





Hình 13.11. Mối ghép then hoa và các phương pháp định tâm
a) Định tâm theo d ; b) Định tâm theo D ; c) Định tâm theo b .

Tính sức bền mối ghép then hoa:

Then hoa chủ yếu hỏng về dập và mòn trong các mối ghép di động nên mối ghép then hoa chủ yếu tính theo độ bền dập.

Theo điều kiện bền dập:

$$\sigma_d = \frac{F}{\psi \cdot A_d} \leq [\sigma_d] \quad (13.12)$$

Trong đó: $F = \frac{2 \cdot T}{z d_{tb}}$ là lực tác dụng trên một răng của then.

d_{tb} là đường kính trung bình của then hoa. Với then hoa thân khai thì

$$d_{tb} = z \cdot m. \text{ Then hoa chữ nhật thì } d_{tb} = \frac{D + d}{2}$$

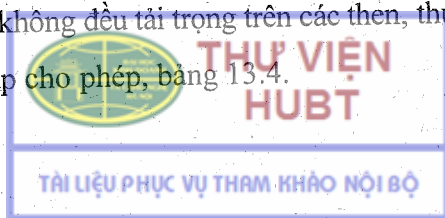
$A_d = l \cdot h$ là diện tích bề mặt tiếp xúc của một răng.

$l = l_m$ là chiều dài then cũng chính là chiều dài mayơ

h là chiều cao bề mặt tiếp xúc. Với then hoa thân khai thì $h = 0,8m$ và $h = 0,5(D - d) - 2f$ với then hoa chữ nhật.

ψ là hệ số phân bố không đều tải trọng trên các then, thường $\psi = 0,8 \dots 0,9$

$[\sigma_d]$ là ứng suất dập cho phép, bảng 13.4.



Bảng 13.4. Ứng suất dập cho phép của then hoa

Kiểu mối ghép	Điều kiện sử dụng	Ứng suất dập cho phép $[\sigma_d]$, MPa	
		Không nhiệt luyện	Có nhiệt luyện
Mối ghép cố định	Nặng và va đập	35...50	40...70
	Trung bình	60...100	100...140
	Nhẹ	80...120	120...200
Mối ghép di động	Nặng và va đập	—	3...5
	Trung bình	—	5...15
	Nhẹ	—	10...20

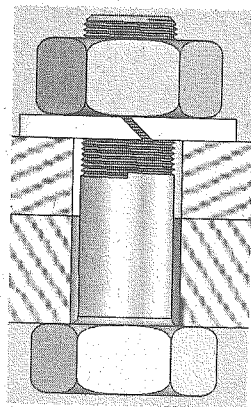
13.2.4. Ghép bằng ren

13.2.4.1. Kết cấu và các chi tiết trong mối ghép ren

a) Các chi tiết trong mối ghép ren (hình 13.12)

– *Bulông* (vít hoặc vít cấy). Về kết cấu của bulông và vít giống nhau, khác nhau ở chỗ là phần ren của bulông được vặn vào đai ốc còn với vít thì được vặn vào chi tiết ghép (hình 13.13b).

Đầu bulông thường có 6 cạnh, tuy nhiên với các vít chìm thì đầu vít thường được xẻ rãnh (rãnh thẳng hay chữ thập, trong 1 số trường hợp sử dụng rãnh đặc biệt để người sử dụng không tự tháo vít và vì vậy muốn tháo vít thì phải có dụng cụ đặc biệt của nhà cung cấp).



Hình 13.12. Kết cấu mối ghép bulông

Vít cấy (hình 13.13c) về cấu tạo vừa vít cấy hoàn toàn khác bulông (vít). Vít cấy có dạng hình trụ được làm ren hai đầu, một đầu ren để vặn cố định vào chi tiết ghép và đầu còn lại để vặn vào đai ốc. Để tránh hiện tượng tự xoay khi xiết chặt đai ốc, người thiết kế có thể sử dụng ren ngược chiều hay ren cạn dần (tiết diện ren thay đổi), phần thân vít phải có hình dạng đặc biệt để kẹp chặt vít khi xiết chặt). Bulông có thể có đường kính không đổi hoặc đường kính thay đổi (hình 13.14a).

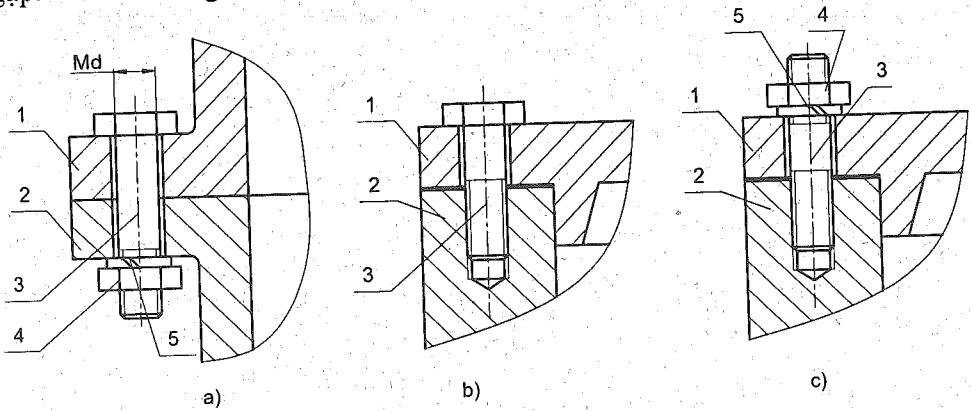


**THƯ VIỆN
HUBT**

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

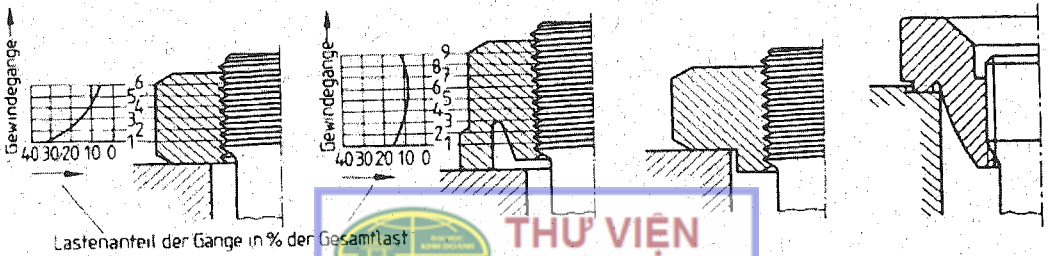
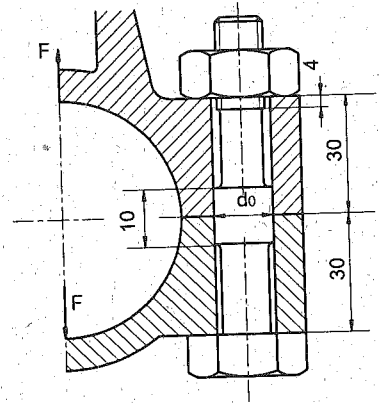
– *Đai ốc*: Thường đai ốc có 6 cạnh, kích thước của đai ốc D, S và H chọn theo tiêu chuẩn. Tùy theo yêu cầu sử dụng mà đai ốc có kết cấu đặc biệt (hình 13.14b).

– *Vòng đệm*: Có nhiều loại đệm: đệm thường, đệm đàn hồi hoặc đệm gấp. Hình 13.16 giới thiệu 1 số đệm và kết cấu phòng lỏng.



Hình 13.13. Các chi tiết trong mối ghép ren
1 và 2. Chi tiết ghép; 3. Bulông, vít hoặc vít cấy; 4. Đai ốc; 5. Đệm.

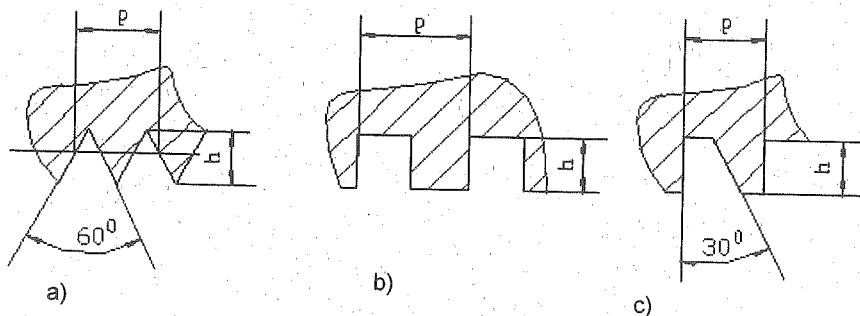
Hình 13.14a. Kết cấu bulông với đường kính thay đổi



Hình 13.14b. Sự phân bố áp lực trên các vòng ren đai ốc và đai ốc đặc biệt

13.2.4.2. Các loại tiết diện ren

Trong mỗi ghép ren có thể sử dụng các loại tiết diện ren khác nhau (hình 13.15): ren tam giác, ren chữ nhật hoặc ren hình thang. Trong ren kẹp chặt thường dùng ren tam giác bước nhỏ, còn đối với ren truyền động dùng ren vuông hay ren thang.

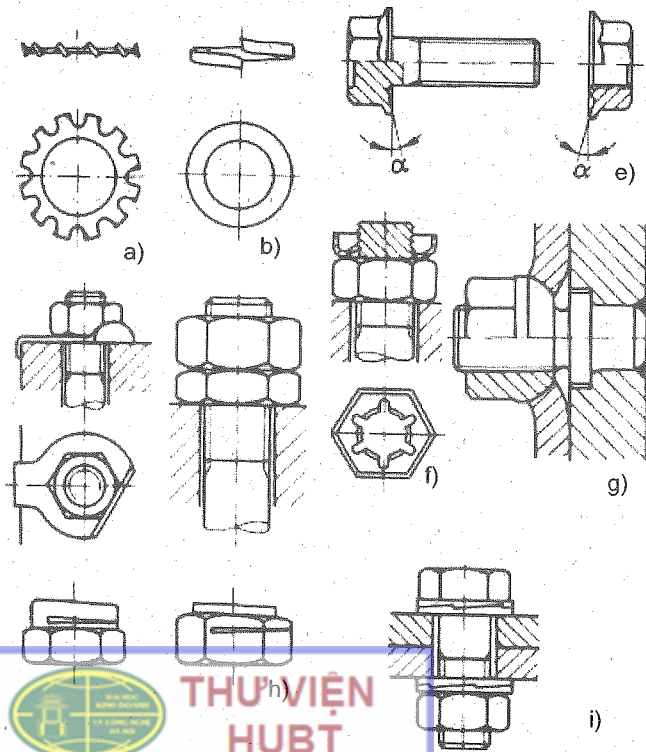


Hình 13.15. Các loại tiết diện ren

a) Ren tam giác; b) Ren chữ nhật; c) Ren thang không cân.

13.2.4.3. Các phương pháp phòng lỏng mỗi ghép ren

Do có hiện tượng tự nở lỏng của đai ốc đặc biệt khi chịu tải trọng va đập và rung động. Khi hiện tượng này xảy ra mỗi ghép mất khả năng làm việc, đôi khi rất nguy hiểm, vì vậy để mỗi ghép làm việc an toàn cần chống hiện tượng tháo lỏng của đai ốc, gọi là *phương pháp phòng lỏng mỗi ghép ren*.



Hình 13.16. Các phương pháp phòng lỏng mỗi ghép ren

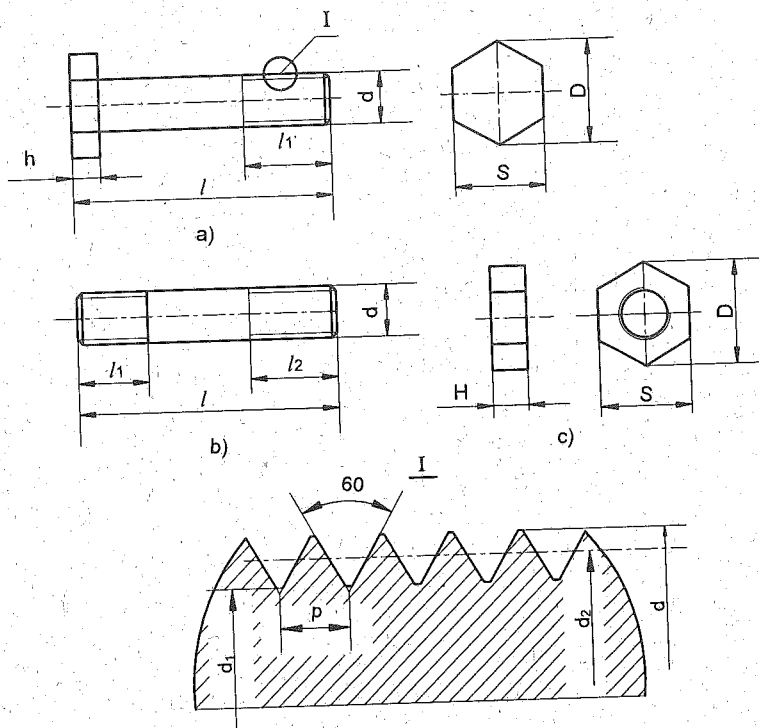
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Có thể chọn một trong các phương pháp phòng lỏng sau đây khi thiết kế kết cấu mối ghép ren:

– *Cố định chuyển động tương đối* giữa đai ốc và bulông: có thể sử dụng chốt chặn hoặc hàn đính; làm dập bề mặt ren (phương án này chỉ dùng khi mối ghép chỉ tháo lắp một lần). Dùng đệm gập (hình 13.16c).

– *Tạo ma sát phụ trên bề mặt ren*: dùng đệm đàn hồi (hình 13.16a) hoặc dùng hai đai ốc (hình 13.16h).

13.2.4.4. Các thông số cơ bản của ren tam giác



Hình 13.17. Bulông, vít, đai ốc và các kích thước cơ bản

d là đường kính đỉnh ren ngoài đồng thời là đường kính danh nghĩa được tiêu chuẩn hóa. Với ren hệ mét được ký hiệu M_d .

d_1 là đường kính chân ren.

d_2 là đường kính trung bình ren (đường kính chứa đường xoắn ốc hình thành mặt ren): $d_2 \approx \frac{d + d_1}{2}$



p là bước ren.

p_x bước đường xoắn ốc và $p_x = z.p$ với z là số đầu mối.

γ là góc nâng của ren và $\tan \gamma = \frac{p_x}{\pi.d_2} = \frac{z.p}{\pi.d_2}$

α góc tiết diện ren với ren tam giác $\alpha = 60^\circ$.

Trên hình 13.17 là các kích thước chiều dài bulông (vít) hoặc vít cấy, đầu bulông và đai ốc. Các kích thước chiều dài l , l_1 và l_2 lấy theo kết cấu còn kích thước D, S, h và H được xác định trên cơ sở điều kiện sức bền đều vì vậy được tra theo tiêu chuẩn phụ thuộc vào đường kính bulông d.

Ren hệ mét có hai loại: Ren hệ mét bước lớn được ký hiệu bằng chữ M tiếp sau là đường kính, ví dụ M12, còn ren hệ mét bước nhỏ thì thêm p, ví dụ: M12x1,25. Ren trái cần thêm chữ LH, ví dụ ren hệ mét đường kính $d=12\text{mm}$, $p=1,25$, ren trái: M12x1,25LH.

Bảng 13.5. Kích thước chủ yếu của ren hệ mét

Đường kính danh nghĩa của ren	Ren bước lớn, p	Đường kính ren			Ren bước nhỏ p
		d	d_2	d_1	
5	0,8	5	4,48	4,134	0,5
6	1	6	5,35	4,917	0,75;0,5
8	1,25	8	7,188	6,647	1,0;75;0,5
10	1,5	10	9,026	8,376	1,25;1,0;75;0,5
12	1,75	12	10,863	9,853	1,5; 1,25;1,0;75;0,5
16	2	16	14,701	13,876	1,5;1,0;75;0,5
18	2,5	18	16,376	15,294	2;1,5;1,0;75;0,5
20	2,5	20	18,397	17,294	2;1,5;1,0;75;0,5
24	3	24	22,051	20,752	2;1,5;1,0;75
30	3,5	30	27,727	26,211	2;1,5;1,0;75
36	4	36	33,402	31,670	3;2;1,5;1
42	4,5	42	39,077	37,129	3;2;1,5;1
48	5	48	44,752	42,587	3;2;1,5;1

13.2.4.5. Tính bulông

a) Một số điểm cần lưu ý

Dạng hõng của các chi tiết trong mối ghép bulông rất đa dạng vì tải tác dụng và kết cấu mối ghép bulông rất phong phú. Nhưng thường gặp nhất là bulông bị đứt ở chân ren, ở phần tiếp giáp giữa thân bulông và đầu bulông.

Ngoài ra thân bulông bị dập, bề mặt ren có thể bị cắt. Các dạng hỏng trên có thể do độ bền tĩnh hoặc độ bền mỏi gây ra. Mặt khác trong thực tế, các bulông thường bố trí theo nhóm và các bulông có cùng đường kính, đồng thời các kích thước của đai ốc và bulông,... được tiêu chuẩn hóa nên về phương diện tính toán thiết kế chỉ cần xác định một kích thước còn các kích thước khác được tra theo tiêu chuẩn.

Để thuận tiện cho việc khảo sát tính toán trước hết ta xét trường hợp chỉ có một bulông gọi là *mối ghép bulông đơn*.

b) *Tính bulông đơn, xét các trường hợp chịu lực sau đây*

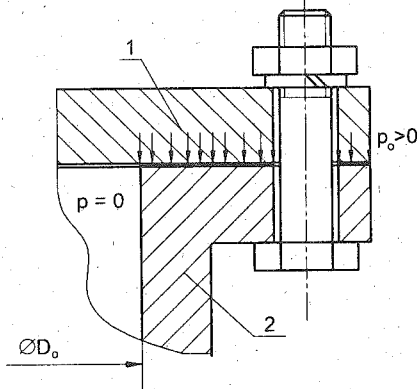
– Bulông ghép lỏng chịu lực dọc F

Trường hợp này không cần xiết chặt đai ốc và đai ốc chỉ để cho kết cấu đơn giản và thuận tiện khi lắp các bộ phận. Ví dụ như kết cấu móc trong cần cẩu. Khi chịu lực dọc bulông bị cắt ở chân ren vì vậy điều kiện bền có dạng:

$$\sigma_k = \frac{4F}{\pi d_1^2} < [\sigma_k] \quad (13.13a)$$

Hoặc công thức thiết kế: $d_1 \geq \sqrt{\frac{4.F}{\pi.[\sigma_k]}}$ (13.13b)

– Bulông xiết chặt không chịu ngoại lực dọc trực F



Hình 13.18. Bulông trong mối ghép
nắp bình với $p = 0$

Trường hợp này do yêu cầu của mối ghép (cần đảm bảo độ kín) nên cần xiết chặt bulông một lực xiết V (hình 13.18). Trong quá trình xiết chặt, bulông chịu kéo bằng lực xiết V, ngoài ra bulông còn chịu thêm mômen xoắn do ma sát trên bề mặt ren gây ra, mômen xoắn T_r có thể xác định theo

công thức sau: $T_r = \frac{V \cdot \tan(\gamma + \rho') \cdot d_2}{2}$ với ρ' là góc ma sát tương đương và

$$\rho' = \arctan f'$$



Lực kéo do lực xiết chặt V sinh ra ứng suất σ và $\sigma = \frac{4.V}{\pi.d_1^2}$

Mômen xoắn T_r gây ra ứng suất τ và $\tau = \frac{T_r}{W_0}$, với $W_0 = \frac{\pi.d_1^3}{16}$

Ứng suất tương đương xác định theo thuyết bền 3 và với các ren tiêu chuẩn có thể lấy $d_2 = 1,1d_1$; $\gamma = 2^030$ và $\rho = 0,2$, kết quả ta có: $\sigma_{td} \approx 1,3 \sigma_v$

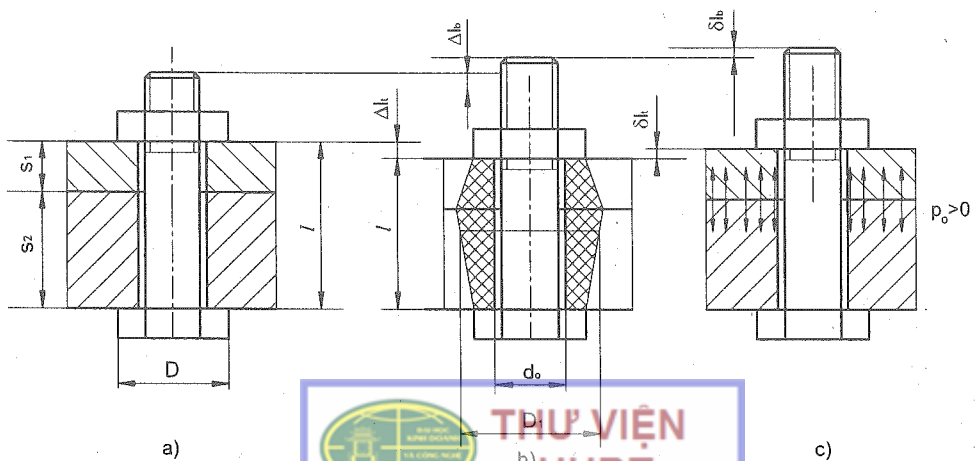
Vậy kích thước bulông sẽ là:

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3.4.V}{\pi[\sigma_k]}} \quad (13.14)$$

– Bulông xiết chặt chịu ngoại lực dọc trục F

Đây là trường hợp hay gặp trong thực tế, ví dụ mối ghép bulông trong nồi hơi, vít trong mối ghép giữa nắp ổ với thân trong ổ đỡ chặn, ghép nắp hộp giảm tốc với thân hộp,... vì vậy bulông sẽ chịu ngoại lực dọc trục F . Để đảm bảo cho kết cấu làm việc thì ban đầu cần xiết chặt bulông một lực xiết V sao cho khi chịu tải trọng ngoài F thì bề mặt ghép (bề mặt tiếp xúc của các chi tiết ghép) vẫn kín (áp suất dư trên bề mặt ghép dương).

Trước khi chịu tải, cần xiết chặt bulông một lực xiết V . Khi xiết chặt thì bulông bị kéo và dãn dài Δl_b còn tấm ghép bị nén nên co lại Δl_t (hình 13.19b mô tả trạng thái mối ghép khi xiết chặt so với trạng thái ban đầu chưa xiết chặt).



Hình 13.19. Trạng thái biến dạng của bulông và tấm ghép

a) Khi $V = 0$; b) Khi xiết chặt V ; c) Khi đặt tải ngoài F .

Độ dẫn dài của bulông xác định theo công thức: $\Delta l_b = V \cdot \delta_b$ và các tiết máy ghép bị co lại: $\Delta l_t = V \cdot \delta_t$.

Trong đó: δ_b là độ mềm của bulông (bằng biến dạng của bulông dưới tác dụng của lực đơn vị) xác định theo công thức: $\delta_b = \frac{l}{A_b \cdot E_b}$

và δ_t là độ mềm của tấm ghép: $\delta_t = \frac{s_1 + s_2}{A_t \cdot E_t}$

Với: A_b là diện tích tiết diện ngang thân bulông và E_b môđun đàn hồi vật liệu bulông. Trường hợp bulông có tiết diện thay đổi (hình 13.13a) thì công thức tính δ_b có dạng $\delta_b = \frac{1}{E_b} \sum_{i=1}^k \frac{l_i}{A_{bi}}$.

A_t là diện tích tiết diện phần tiết máy ghép bị biến dạng đàn hồi khi xiết chặt (hình 13.19b) và $A_t = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_0^2)$ với $D_1 = D + \frac{s_1 + s_2}{4}$; E_t là môđun đàn hồi vật liệu tấm ghép.

Khi chịu ngoại lực F thì một phần tải trọng ngoài λF tác dụng lên bulông làm bulông dẫn thêm một lượng δ_{lb} , phần còn lại $(1-\lambda)F$ tác dụng lên tấm ghép làm tấm ghép cũng dẫn thêm một lượng tương ứng δ_{lt} . (Bài toán xác định phân bố tải trọng ngoài tác dụng lên bulông và lên tấm ghép là bài toán siêu tĩnh được giải theo điều kiện đồng chuyển chuyển vị $\delta_{lb} = \delta_{lt} = \delta l$).

Từ điều kiện đồng chuyển vị: $\delta_{lb} = \lambda F \cdot \delta_b = \delta_{lt} = (1-\lambda)F \cdot \delta_t = \delta l$

Suy ra: $\lambda = \frac{\delta_t}{\delta_b + \delta_t}$ được gọi là hệ số giảm tải trọng ngoài tác dụng lên bu lông. Khi bulông có độ mềm lớn và tấm ghép có độ mềm nhỏ (đường kính bulông nhỏ và chiều dài lớn nghĩa là $s_1 + s_2$ lớn) thì phần lớn tải trọng ngoài tác dụng lên tấm ghép và một phần rất nhỏ tác dụng lên bu lông. Với kết cấu thông thường và vật liệu bằng thép thì $\lambda \approx 0,2 \dots 0,3$. Với kết cấu mối ghép trên hình 13.13a thì $\lambda \approx 0,15 \dots 0,2$.

Như vậy lực xiết ban đầu cần thiết để bề mặt ghép không bị tách hở sẽ là:

$$V \geq k(1-\lambda) \cdot F \quad (13.15)$$

Tải trọng tác dụng lên bulông sẽ là (xiết chặt rồi mới đặt tải ngoài):

$$F_b = 1,3V + \lambda \cdot F \quad (13.16)$$

Trong đó k là hệ số an toàn. Khi $F = \text{const}$ thì $k = 1,3 \dots 1,5$ và $k = 1,5 \dots 4,0$ khi F thay đổi và va đập.

Xác định kích thước của bulông

+ Khi tải trọng tác dụng là không đổi, từ điều kiện bền kéo suy ra:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_0}{\pi [\sigma_k]}} \quad (13.17)$$

F_0 là tải trọng tác dụng lên bulông

và $F_0 = F_b = 1,3V + \lambda F = [1,3k(1 - \lambda) + \lambda]F$

+ Khi F thay đổi: Khi đó tải trọng F_b thay đổi từ V đến $V + \lambda F$ nên bulông chịu ứng suất thay đổi theo chu kỳ không đối xứng với σ_a , σ_m và $\sigma_{\max}$, $\sigma_{\min}$ xác định như sau:

$$\sigma_a = \frac{\lambda \cdot F}{2 \cdot A_b} \quad \text{và} \quad \sigma_m = \sigma_V + \sigma_a; \quad \sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a \quad \text{và} \quad \sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a$$

Và do có hiện tượng tập trung ứng suất ở chân ren do vậy bulông bị phá hỏng do mỏi. Trong trường hợp này sau khi xác định kích thước theo độ bền tĩnh cần kiểm nghiệm bulông theo độ bền mỏi thông qua hệ số an toàn mỏi. Điều kiện để bulông không hỏng về mỏi có dạng sau:

$$S = \frac{\sigma_{-1} \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_b} \right)}{\sigma_a \cdot k_\sigma} \geq [S] \quad (13.18)$$

Trong đó: k_σ là hệ số tập trung ứng suất ở chân ren phụ thuộc vật liệu và phương pháp gia công ren, bảng 13.6.

σ_{-1} là ứng suất giới hạn mỏi trong chu trình đối xứng, bảng 13.6.

$[S] = 2,5 \dots 4$ là hệ số an toàn cho phép.

Bảng 13.6. Ứng suất giới hạn mỏi và hệ số tập trung ứng suất của bulông

Vật liệu	Ứng suất giới hạn mỏi σ_{-1} , MPa	Hệ số tập trung ứng suất, k_σ	
		Cắt ren	Cán ren
Thép C35	180	3,6	2,8
Thép C35	220	3,7	2,8
38CrA	300	4,0	3,0
30CrMnA	300	4,0	3,0
40CrNiMnA	440	4,6	3,5
18Cr2Ni4 M _n A	450	4,5	3,5

Nếu điều kiện (13.18) không thỏa mãn thì có thể tăng đường kính bulông hoặc giảm tập trung ứng suất ở chân ren bằng cách chọn phương pháp gia công ren phù hợp.

d) Bulông lệch tâm

Trong thực tế có thể gặp kết cấu như hình 13.20. Khi chịu ngoại lực F , bulông sẽ bị kéo và mômen uốn $M = F.e$. Vì vậy điều kiện bền có dạng sau:

$$\sigma = \sigma_k + \sigma_u = \frac{F}{A} + \frac{F.e}{W_u} \leq [\sigma_k]$$

Trong đó: $A = \frac{\pi.d_1^2}{4}$ và $W_u = \frac{\pi}{32} d_1^3$

$$\text{Suy ra: } d_1 \geq 1,13 \sqrt{\left(1 + \frac{8e}{d_1}\right) \frac{F}{[\sigma_k]}} \quad (13.19)$$

Từ (13.19) cho thấy khi e tăng thì d_1 tăng vì vậy nên tránh bulông lệch tâm chịu kéo.

e) Bulông chịu lực ngang

Khi tải trọng ngoài F tác dụng trong mặt phẳng ghép (vuông góc đường tâm bulông), về kết cấu mối ghép có thể thực hiện theo một trong hai phương án sau đây:

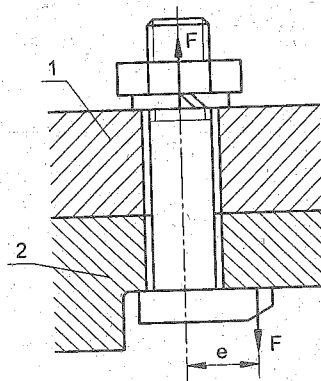
Mối ghép không khe hở (giữa thân bulông và lỗ tấm ghép không có khe hở, nghĩa là phải gia công tinh bulông và lỗ tấm ghép), hình 13.21a.

Trong trường hợp này không cần xiết chặt bulông và khi chịu lực F thì thân bulông bị cắt và lỗ tấm ghép bị dập. Vì vậy:

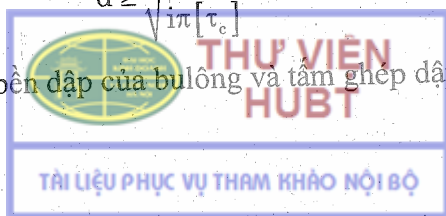
+ Theo điều kiện bền cắt của thân bulông có dạng:

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\tau_c]}} \quad (13.20a)$$

+ Theo điều kiện bền dập của bulông và tấm ghép dập:



Hình 13.20. Bulông chịu lực lệch tâm



$$d \geq \frac{F}{s[\sigma_d]} \quad (13.20b)$$

Trong đó: i là số bề mặt ghép và $s = \min(s_1 \text{ và } s_2)$.

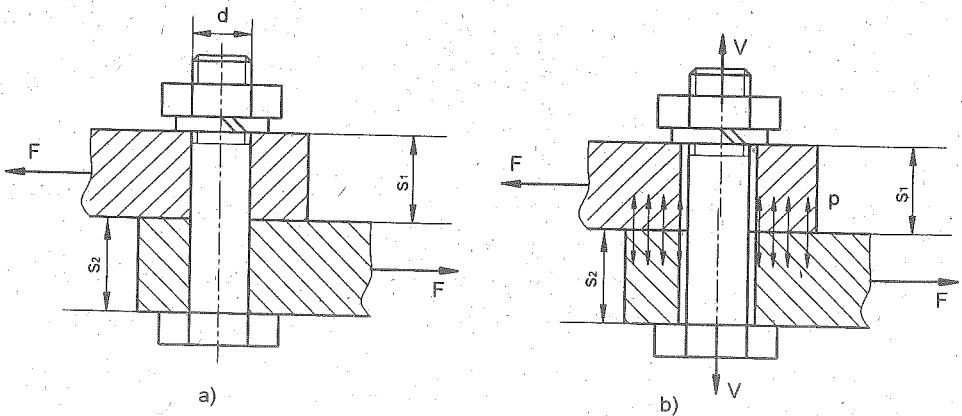
$[\tau_c]$ là ứng suất cắt cho phép và $[\sigma_d] = \min([\sigma_{db}], [\sigma_{dt}])$ là ứng suất dập cho phép của vật liệu bulông và tấm ghép, bảng 13.8a.

Sau khi xác định được đường kính bulông theo (13.20a) và (13.20b), cần chọn giá trị lớn nhất và theo tiêu chuẩn.

Mối ghép có khe hở (giữa thân bulông và lỗ tấm ghép tồn tại khe hở), hình 13.21b. Lúc này cần xiết chặt bulông một lực xiết V để ép các tấm ghép sinh ra lực ma sát giữ các tấm ghép tránh trượt ngang khi chịu lực F .

Từ điều kiện $F_{ms} > F$, suy ra lực xiết V như sau:

$$V = \frac{kF}{if} \quad (13.21)$$



Hình 13.21. Bulông chịu lực ngang

a) Bulông lắp không khe hở; b) Bulông lắp có khe hở.

Nếu lấy $k = 1,5$, $i = 1$ và $f = 0,2$ thì $V = 7,5F$. Như vậy để tránh tách hở cần xiết chặt bulông lực xiết quá lớn. Trong thực tế, mối ghép bulông có khe hở có kết cấu đơn giản và tính công nghệ cao, nhưng do lực xiết lớn dẫn đến kích thước bulông sẽ rất lớn. Để giảm lực xiết ban đầu, có thể tăng số bề mặt ghép, cũng có thể tăng hệ số ma sát hoặc sử dụng thêm chi tiết phụ đặt giữa các bề mặt ghép.

Biết V xác định được đường kính bulông

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3.4.V}{\pi[\sigma_k]}} \quad (13.22)$$

Trong đó:

f là hệ số ma sát trên bề mặt tiếp xúc. Khi các tấm ghép bằng thép hoặc gang thì $f = 0,15 \dots 0,2$. Khi tấm bằng thép (gang) ghép với đế bê tông thì $f = 0,3 \dots 0,35$.

k là hệ số an toàn xiết chặt, thường $k = 1,3 \dots 1,5$.

c) Tính mỗi ghép bulông nhóm

Trong thực tế sử dụng, đa số bulông được ghép theo nhóm. Việc tính toán bulông nhóm thường theo thứ tự sau:

– Chọn phương án bố trí bu lông. Phương án hợp lý nhất là phương án sao cho số bulông chịu tải lớn nhất là nhiều nhất hoặc tải trọng tác dụng lên bulông chịu tải lớn nhất là nhỏ nhất.

– Xác định tải trọng tác dụng lên các bulông và tìm bulông chịu tải lớn nhất.

– Tùy thuộc vào kết cấu mà đưa về một trong các dạng trên để tính kích thước cơ bản bulông, sau đó tra tiêu chuẩn để biết các kích thước khác.

d) Vật liệu và ứng suất cho phép

Vật liệu chế tạo bulông (vít, vít cấy) là thép cacbon thường, thép cacbon chất lượng tốt hoặc thép hợp kim. Chọn vật liệu phải căn cứ vào điều kiện chịu tải, khả năng chế tạo, yêu cầu về kích thước của kết cấu, ... Tiêu chuẩn quy định 12 cấp bền đối với bulông gồm: 3.6; 4.6, ... 12.9 và 14.9 (cấp bền của bulông được biểu diễn bằng hai con số: số đầu nhân với 100 cho giá trị

giới hạn bền nhỏ nhất, số thứ hai chia cho 10 là tỷ số giữa $\frac{\sigma_{ch}}{\sigma_b}$). Bảng 13.7

giới thiệu vật liệu bulông (vít, vít cấy), cấp bền và các ứng suất giới hạn tương ứng.

Bảng 13.7. Cơ tính của một số vật liệu chế tạo bulông và đai ốc

Cấp bền	Mác thép		σ_b , MPa		σ_{ch} , MPa
	Bulông	Đai ốc	σ_{bmin}	σ_{bmax}	
3.6	CT3; CT10	CT3	300	490	200
4.6	C20	CT3	400	550	240
5.6	C30; C35	CT10	500	700	300
6.6	C35; C45	C20	600	800	360
8.8	35Cr; 38CrA	C30; C35; C45	800	1000	640
10.9	40Mn2; 40Cr	35Cr; 38CrA	1000	1200	900

Bảng 13.8a. Ứng suất cho phép và hệ số an toàn

Loại tải trọng ngoài	Ứng suất cho phép	Hệ số an toàn
Lực dọc trục	$[\sigma_k] = 0,6 \sigma_{ch}$	
– Không xiết chặt – Có xiết chặt	Tải trọng tĩnh: $[\sigma_k] = \sigma_{ch} / [S]$	[S] tra bảng 13.17b khi không kiểm tra lực xiết [S]=1,5...2,5 khi có kiểm tra lực xiết
	Tải trọng thay đổi $[\sigma_k] = \sigma_{ch} / [S]$	[S]=2,5...4,0 khi không kiểm tra lực xiết [S]=1,5...2,5 khi có kiểm tra lực xiết
Lực ngang	Cho các loại tải trọng $[\sigma_k] = \sigma_{ch} / [S]$	[S] tra bảng 13.17b khi không kiểm tra lực xiết [S]=1,5...2,5 khi có kiểm tra lực xiết
– Bulông không khe hở – Bulông có khe hở	– Tải trọng tĩnh: $[\tau] = 0,4 \sigma_{ch}$ – Tải trọng tĩnh: $[\tau] = (0,2...0,3) \sigma_{ch}$ $[\sigma_d] = 0,8 \sigma_{ch}$ với thép $[\sigma_d] = 0,8 \sigma_b$ với gang	[S] tra bảng 13.17b khi không kiểm tra lực xiết [S]=1,2...1,5 khi có kiểm tra lực xiết

Bảng 13.8b. Hệ số an toàn khi không kiểm tra lực xiết

Vật liệu bulông	Tải trọng tĩnh			Tải trọng thay đổi	
	M6...M16	M16...M30	M30...M60	M6...M16	M16...M30
Thép cacbon	4...3	3...2	2...1,3	10...6,5	6,5
Thép hợp kim	5...4	4...2,5	2,5	7,5...5	5

Sau đây xét một số ví dụ về tính toán thiết kế mối ghép bulông.

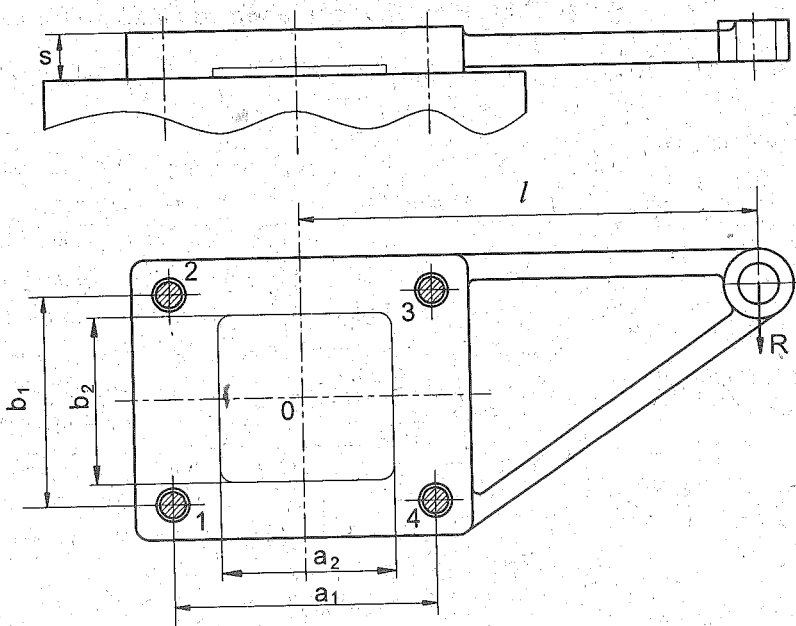
Ví dụ 4: Cho kết cấu mối ghép bulông (hình 13.22), biết: $a_1 = 300\text{mm}$; $a_2 = 240\text{mm}$; $b_1 = 450\text{mm}$; $b_2 = 390\text{mm}$; $s = 20\text{mm}$; $l = 350\text{mm}$; $R = 8000\text{N}$.

Dùng 4 bulông đánh số 1, 2, 3 và 4. Bulông bằng thép C30 có $\sigma_{ch} = 360\text{MPa}$; hệ số ma sát giữa giá đỡ và nền bê tông là $f = 0,15$; ứng suất đập cho phép của nền bê tông là $[\sigma_d] = 1,80\text{MPa}$ và hệ số an toàn khi xiết chặt với tải trọng tĩnh là $k = 1,5$.

1. a) Xác định đường kính cần thiết của bulông cho 2 phương án: bulông lắp không khe hở và bulông lắp có khe hở.

b) Kiểm tra độ bền đập của nền xi măng. Nếu $\sigma_d < [\sigma_d]$ thì giải quyết ra sao?





Hình 13.22

3. Xác định tải trọng lớn nhất tác dụng lên mỗi ghép nếu sử dụng bulông lắp có khe hở.

4. a) Khi tải trọng ngoài thay đổi từ $R_{\min}$ đến $R_{\max} < R$ thì có cần tính lại kích thước bulông không? Tại sao?

b) Trong trường hợp nào cần kiểm tra bulông theo độ bền mỏi?

Dãy tiêu chuẩn các đường kính bulông (dãy 1): M8p; M10p; M12p; M16p; M18p; M20p; M30p...).

Bài giải:

1. a) Xác định đường kính bulông

– Xác định ngoại lực tác dụng lên bulông chịu tải lớn nhất $F_{\max}$:

Dời lực R về trọng tâm mỗi ghép ta được lực ngang R và mômen M:

$$M = R \cdot l = 8000 \cdot 350 = 2.800.000 \text{ Nmm.}$$

Do R đặt tại trọng tâm của mỗi ghép nên các bulông chịu lực ngang F_R như nhau:

$$F_R = R/4 = 8000/4 = 2000 \text{ N}$$

Do các bulông phân bố đối xứng nên M tác dụng lên các bulông F_M như nhau:

$$F_M = M/4r = 2800000 / 4.249,6 = 2805 \text{ N}$$

Trong đó r là khoảng cách từ trọng tâm đến tâm bulông:

$$r = \sqrt{x_{12}^2 + y_{12}^2} = \sqrt{210^2 + 135^2} = 249,6 \text{ mm}$$

Vậy tải trọng tác dụng lên bulông chịu tải lớn nhất sẽ là (bulông số 3 và 4):

$$F = \sqrt{(F_R^2 + F_M^2 + 2F_R \cdot F_M \cdot \cos \alpha)} = 4235 \text{ N}$$

Với $\alpha = 57,260$

– Xác định đường kính bulông

Phương án bulông không khe hở

Đường kính bulông được xác định từ điều kiện bền cắt:

$$d \geq \sqrt{\frac{4.F}{\pi[\tau_c]}} = \sqrt{\frac{4.4235}{\pi.120}} = 5,859\text{mm}$$

Sử dụng bulông tinh M6

(a)

Kiểm tra điều kiện bền dập thân bulông:

$$\sigma_d = \frac{F}{s.d} = \frac{4235}{20.6} = 35,2\text{MPa} < [\sigma_d] = 280\text{MPa}$$

Vậy bulông đủ độ bền dập.

Phương án bulông có khe hở

Khi đó cần xiết chặt mỗi bulông một lực xiết tương ứng là:

$$V = \frac{kF}{f} = \frac{1,5.4235}{0,15} = 42350\text{N}$$

Từ đường kính bulông được xác định từ điều kiện bền kéo:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3.4.V}{\pi.[\sigma_k]}} = \sqrt{\frac{1,3.4.42350}{\pi.240}} = 17,09\text{mm}$$

Theo tiêu chuẩn bulông, chọn bulông M20x1,5

(b)

Từ (a) và (b) thấy rằng nếu sử dụng bulông tinh thì đường kính bulông sẽ nhỏ hơn nhưng yêu cầu chế tạo chính xác bulông và lỗ trên giá, đồng thời vị trí các bulông phải chính xác. Điều này khó thực hiện vì vậy nên sử dụng phương án bulông có khe hở.

Nếu tăng hệ số ma sát lên $f = 0,2$ thì lực xiết V sẽ là $V = 31762\text{N}$ và $d_1 = 14,8\text{mm}$. Sử dụng bulông M18x1,5.

$$[\sigma_k] = \frac{\sigma_{ch}}{[S]} = \frac{360}{1,5} = 240\text{MPa}$$

Trong đó: $[\tau_c] = 0,4\sigma_{ch} = 120\text{MPa}$ và $[\sigma_d] = 280\text{MPa}$

2. Kiểm tra độ bền dập của bệ (nền bê tông)

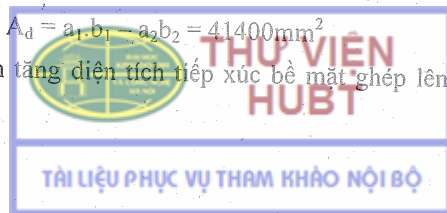
Khi xiết chặt, bề mặt tiếp xúc giữa nền bê tông và giá chịu áp lực phân bố đều (coi giá có độ cứng lớn). Điều kiện bền dập của nền bê tông có dạng:

$$\sigma_d = \frac{z.F}{A_d} = \frac{4.4235}{41400} = 4,09\text{MPa} > [\sigma_d]$$

Trong đó A_d là diện tích tiếp xúc giữa giá và nền (kể cả diện tích lỗ bulông), xác định theo kích thước đã cho:

$$A_d = a_1.b_1 - a_2.b_2 = 41400\text{mm}^2$$

Do $\sigma_d > [\sigma_d]$, nên cần tăng diện tích tiếp xúc bề mặt ghép lên A_d , được xác định từ điều kiện:



$$A_d' = \frac{z.V}{[\sigma_d]} = \frac{4.42350}{1,8} = 94111\text{mm}^2$$

Trong trường hợp này kích thước bề mặt ghép có thể thay đổi như sau:

Giảm kích thước a_2 và b_2 mỗi phía xuống 100mm, như vậy $a_2 = 140\text{mm}$ và $b_2 = 290\text{mm}$. Khi đó diện tích mặt ghép là 94400mm^2

Tăng kích thước ngoài a_1 và b_1 hoặc tăng a_1 và b_1 đồng thời giảm a_2 và b_2 . Rõ ràng ở giải pháp thứ 2 sẽ không hợp lý bằng giải pháp thứ nhất vì làm tăng kích thước của giá.

3. Xác định tải trọng lớn nhất mà mối ghép có thể chịu được nếu dùng bulông lắp có khe hở.

– Điều kiện bền dập của bệ, suy ra:

$$\sigma_d = [\sigma_d] \Rightarrow V_{\max} = [\sigma_d] \cdot A_d / z = 1,8 \cdot 94400 / 4 = 42480\text{N} \quad (\text{a})$$

– Điều kiện bền kéo của bulông (phương án dùng bulông M20).

$$V_{\max} = [\sigma_k] \frac{\pi \cdot d_1^2}{4 \cdot 1,3} = 240 \cdot \frac{\pi \cdot 18,376^2}{4 \cdot 1,3} = 48937\text{N} \quad (\text{b})$$

Để thỏa mãn đồng thời (a) và (b) thấy rằng ứng với $V = \min(V_a; V_b)$ thì tải trọng tác dụng lên mỗi ghép sẽ là: $R = 8000\text{N}$.

4. a) Khi tải trọng ngoài thay đổi từ $R_{\min}$ đến $R_{\max} < R = 8000\text{N}$, thì cần phải tính lại đường kính bulông vì:

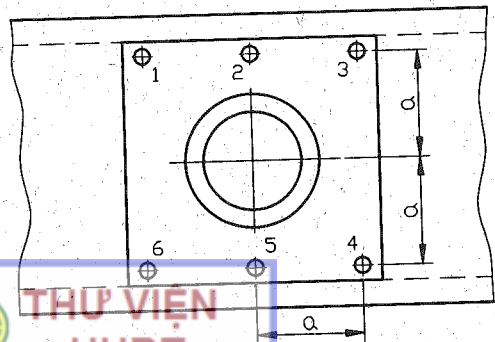
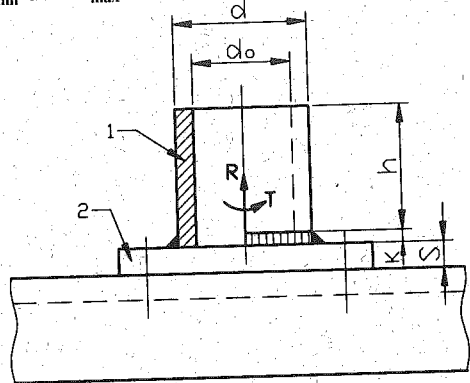
Khi tải trọng ngoài thay đổi thì hệ số an toàn khi xiết chặt cũng thay đổi theo, thường chọn $k = 1,8 \dots 4$.

Hệ số an toàn khi xác định $[\sigma_k]$ lấy lớn hơn, nghĩa là khi tải trọng ngoài thay đổi thì giá trị của $[\sigma_k]$ sẽ nhỏ hơn.

b) Trong trường hợp này không cần phải tiến hành kiểm nghiệm bulông theo điều kiện sức bền mỏi vì tải trọng ngoài không trực tiếp tác dụng lên bulông. bulông chỉ chịu lực kéo và mômen ren do xiết chặt nên ứng suất kéo trong thân bulông cũng không thay đổi.

Ví dụ 5. Cho kết cấu như hình vẽ (hình 13.23).

Chi tiết 2 được ghép nối với thanh thép chữ U ($N_0 = 28$) có chiều dày $s_2 = 6\text{mm}$ bằng mối ghép 6 bulông có sơ đồ như hình vẽ. Các kích thước $a = 100\text{mm}$ và $h = 200\text{mm}$. Chịu ngoại lực dọc $R = 40000\text{N}$ và mômen $T = 1,75 \cdot 10^6 \text{Nmm}$.



Hình 13.23

Xác định đường kính bulông (dùng bulông lắp có khe hở) để kẹp chặt tấm 2 với giá với điều kiện: hệ số an toàn khi xác định lực xiết chặt $k = 1,5$, bulông bằng thép 45 có $\sigma_{ch} = 350\text{MPa}$, không kiểm tra lực xiết do đó chọn hệ số an toàn khi xác định ứng suất cho phép $s = 2,5$, hệ số giảm tải $\lambda = 0,25$ và hệ số ma sát $f = 0,15$ (không cần tính chính xác lại hệ số giảm tải λ).

Bài giải:

Ngoại lực dọc trục R tác dụng đều lên các bulông :

$$F_R = R/z = 40000 / 6 = 1666\text{N}$$

Gọi V là lực xiết trên mỗi bulông.

Theo điều kiện tách hờ khi chịu R, ta có:

$$V = k(1 - \lambda) \frac{R}{z} = 1,5(1 - 0,25) \frac{40000}{6} = 7500\text{N} \quad (a)$$

Theo điều kiện chống xoay khi chịu mômen T:

$$f[V - (1 - \lambda)F_R] \sum_{i=1}^{i=z} Z_i r_i \geq kT$$

$$V = \frac{kT}{f \sum_{i=1}^{i=z} Z_i r_i} + (1 - \lambda)F_R = \frac{kT}{f(4r_1 + 2r_2)} + (1 - \lambda)F_R$$

$$V = \frac{kT}{fa(4\sqrt{2} + 2)} + (1 - \lambda)F_R = \frac{1,5 \cdot 1750000}{0,15 \cdot 100 \cdot 7,6} + 0,75 \cdot 1666 \quad (b)$$

$$V = 23026,5 + 1249,5 = 24275\text{N}$$

Trong đó:

$r_1 = a\sqrt{2}$ là khoảng cách từ tâm mỗi ghép đến tâm các bulông số 1, 3, 4 và 6.

$r_2 = a$ là khoảng cách từ tâm mỗi ghép đến tâm các bulông số 2 và 5.

So sánh giá trị trong (a) và (b), để mỗi ghép không bị tách hờ và không bị xoay khi chịu tác dụng của ngoại lực R và T, lực xiết V cần thiết thoả mãn điều kiện:

$$V = \text{Max}(V_a, V_b) = 24275\text{N}$$

Tải trọng tác dụng lên bulông sẽ là:

$$F_0 = 1,3V + \chi F_R = 1,3 \cdot 24275 + 0,25 \cdot 1666 = 31974\text{N}$$

Đường kính trong của bulông

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_0}{\pi[\sigma_K]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 31974}{\pi \cdot 140}} = 17,056\text{mm}$$

trong đó: $[\sigma_K] = \sigma_{ch} / k = 350 / 2,5 = 140\text{MPa}$

Theo tiêu chuẩn bulông, chọn

bulông M20 có $d_1 = 17,296\text{mm}$



Ví dụ 6:

Cho kết cấu (hình 13.24), chi tiết 2 được ghép với đế 3 bằng mỗi ghép bulông có $z = 4$, tâm các bulông nằm trên vòng tròn có đường kính $D = 150\text{mm}$. Vị trí các bulông như hình vẽ.

Tính đường kính bulông khi sử dụng mỗi ghép bulông có khe hở. Biết $M = 550000\text{Nmm}$; hệ số an toàn khi xiết chặt $k = 1,5$; hệ số giảm tải $\lambda = 0,2$; hệ số ma sát $f = 0,3$, bulông bằng thép có $[\sigma]_k = 140\text{MPa}$ và hệ số an toàn cho phép khi không kiểm tra lực xiết $[s] = 2$, để có kích thước $A = 180\text{mm}$.

Bài giải:

Do mỗi ghép lắp có khe hở nên cần xiết chặt bulông. Lực xiết V cần đảm bảo mỗi ghép không bị tách hờ do M gây ra.

Trước hết cần xác định lực do M tác dụng lên các bulông. Khi mỗi ghép chịu M , đế 2 có xu hướng bị lật quanh cạnh MN (xem hình 13.25) nên tải trọng do M tác dụng lên bulông chịu tải lớn nhất xác định theo công thức sau:

$$F_{M1} = \frac{M \cdot x_1}{\sum_{i=1}^2 z_i x_i^2} = \frac{M \cdot 143}{2[143^2 + 37^2]} = 1802\text{N}$$

Trong đó x_1 và x_2 là khoảng cách từ tâm bulông 1&4 và 2&3 đến cạnh MN , có thể xác định được x_1 và x_2 như sau:

$$x_1 = 0,5A + 0,5D_0 \cdot \cos 45^\circ = 90 + 53 = 143\text{mm}$$

$$x_2 = 0,5A - 0,5D_0 \cdot \cos 45^\circ = 90 - 53 = 37\text{mm}$$

Với $D_0 = 150\text{mm}$

Vậy để tránh tách hờ cần xiết chặt bulông 1 lực xiết:

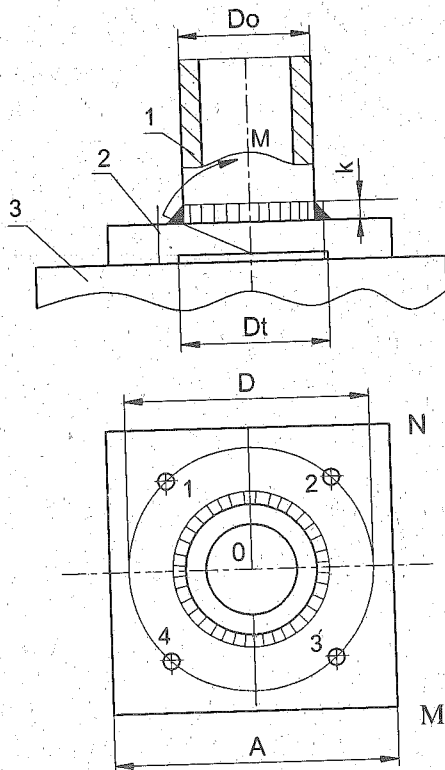
$$V_{th} = k(1-\lambda)F_{M1} = k(1-\lambda) \cdot (1802) = 2162\text{N}$$

Xác định đường kính bulông

Tải trọng tác dụng lên bulông chịu tải lớn nhất (bulông số 1&4).

$$F_{1\max} = 1,3 V + (\lambda) \cdot F_{M1} = (1,3) \cdot (2162) + (0,2) \cdot (1802) = 3172\text{N}$$

– Đường kính bulông xác định từ công thức sau:



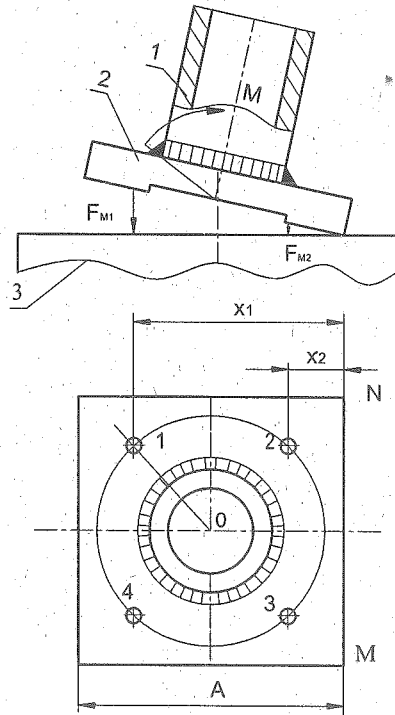
Hình 13.24

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{1\max}}{\pi \cdot [\sigma]_k}} = \sqrt{\frac{(4) \cdot (3172)}{\pi \cdot 160}} = 5,02\text{mm}$$

Đường kính ngoài của bulông có thể tính gần đúng theo công thức sau:

$$d \approx 1,1d_1 = 5,5\text{mm}.$$

Vậy chọn bulông M6.



Hình 13.25

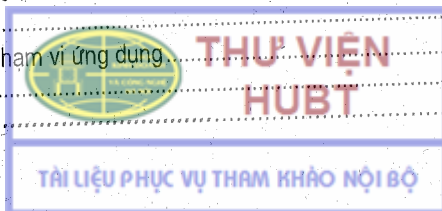
TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Nguyễn Trọng Hiệp. **Chi tiết máy, tập 1, 2.** Nhà xuất bản Giáo dục, 1994.
- [2] Bùi Trọng Lựu và các tác giả. **Giáo trình Sức bền vật liệu.** Nhà xuất bản Đại học và Trung học Chuyên nghiệp, 1973.
- [3] Nguyễn Hữu Lộc. **Cơ sở thiết kế máy.** Nhà xuất bản Đại học Quốc gia thành phố Hồ Chí Minh, 2008.
- [4] Trịnh Chất, Lê Văn Uyển. **Tính toán thiết kế hệ dẫn động Cơ khí, tập 1, 2.** Nhà xuất bản Giáo dục, 1993.
- [5] Trịnh Chất. **Cơ sở thiết kế máy.** Nhà xuất bản khoa học Kỹ thuật, 1999.
- [6] Lê Văn Uyển và đồng nghiệp, Đề tài B 2003 – 28 – 84: Ứng dụng công nghệ 3D trong thiết kế và mô phỏng truyền dẫn cơ khí.
- [7] Lê Văn Uyển và đồng nghiệp. Đề tài B 2007 – 01–130: Xây dựng cơ sở tính toán truyền động vít me ma sát lăn và chế thử bộ truyền động vít me ma sát lăn.
- [8] Lê Văn Uyển, Tạ Ngọc Hải. **Đề và đáp án thi Olympic Nguyên lý máy và Chi tiết máy (1999-2009).** Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 2010.
- [10] Nguyễn Chung Càng. **Sổ tay nhiệt luyện, tập 1, 2.** Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 2007.
- [11] Hà Văn Vui. **Dung sai và Lắp ghép.** Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 2003.
- [12] Ninh Đức Tồn. **Dung sai và Lắp ghép.** Nhà xuất bản Giáo dục, 2003.
- [13] Nguyễn Đức Phú. **Tính toán và chế tạo bộ truyền bánh răng trong công tác sửa chữa.** Nhà xuất bản Kỹ thuật, 1973.
- [14] Lê Đắc Phong, Nguyễn Bá Dương, Phạm Văn Quang. **Bài tập Chi tiết máy.** Nhà xuất bản Đại học và Trung học Chuyên nghiệp, 1971.
- [15] PGS.TS. Trần Văn Địch. **Công nghệ chế tạo bánh răng.** Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 2003.
- [16] S.NITRIPOTRIC. **Bài tập Chi tiết máy.** Nhà xuất bản Hải Phòng, 2004.
- [17] Brandari V.B. **Design of Machine elements.** Tata McGraw-Hill, New Delhi, 1994.
- [18] Stefan Fronius, Gerd Fleischer... **Konstruktionlehre,** Veb Verlag Technik Berlin, 1979.
- [19] Norton Robert L. **Machine design, An integrated Approach.** Prentice Hall, 2000.
- [20] Robert L.Mott. **Machine Elements in Machinical Design.** Upper Saddle Rive, New Jersey Columbus, Ohio, 2004.
- [21] Brandari V.B. **Introduction to Machine design.** Tata McGraw-Hill Publishing company Limited New Delhi, 2001.

- [22] Kohler/Rognitz. **Maschinenteil, teil 1, 2.** B.G. Teubner Stuttgart, 1992.
- [23] Horst Haberhauer, Ferdinand Bodenstein, **Maschinenelemente. Gestlung. Berechnung, Anwendung 2003.**<http://www.spinger.de/engine-de>.
- [24] Решетов. д.н, **детали машин.** Москва, 1961.
- [25] Андожский В.Д, Белянин А.И, Вейц В.Л, Гинзбург Е.Г, Ефимович А.И.... Френкель. **Зубчатые и червячные передачи.** Техическое Издательство машиностроительной литературы, Москва Ленинград, 1959.
- [26] Иванов М.Н, Иванов В.Н. **детали машин.** Издательство “Высшая школа”, 1975.
- [27] Биргер И.А, И осцлевич Г.Б. **Резьбовые Соечценця** - Библиотека Конетруктора. Москва Машиностроение, 1973.
- [28] А.Ф. Крайнева. **Волные зубчатые передачи.** Издательство Техника, 1976.
- [29] В.Н Кудрявцев, Ю.А.Державец, Е.Г. Глухарев. **Конструкций и Расчет зубчатых редук тов.** Издательство Машиностроение, 1971.
- [30] Л.А Андриенко, Б.А Байков... **детали машин.** Лод редакций О.А Ряховско Москва, Издательство. Баумана, 2002.
- [31] General Catalogue SKF, 1992.

Mục lục

Phần 1. Tổng quan về thiết kế máy và chi tiết máy	5
Chương 1. Đại cương về thiết kế máy và chi tiết máy	5
1.1. Khái niệm về thiết kế	7
1.2. Nội dung và quá trình thiết kế máy, chi tiết máy	11
Chương 2. Những vấn đề cơ bản về thiết kế máy và chi tiết máy	11
2.1. Tải trọng và ứng suất	14
2.2. Chỉ tiêu chủ yếu và khả năng làm việc của chi tiết máy	20
2.3. Xác định ứng suất giới hạn	31
2.4. Các phương pháp xác định ứng suất nguy hiểm	38
2.5. Vật liệu sử dụng trong ngành cơ khí	42
2.6. Tiêu chuẩn hoá và tính công nghệ trong thiết kế	44
Câu hỏi ôn tập	45
Phần 2. Truyền động công suất	48
Chương 3. Truyền động đai	48
3.1. Khái niệm chung	54
3.2. Cơ sở tính toán truyền động đai	58
3.3. Đường cong trượt và đường cong hiệu suất	60
3.4. Tính bộ truyền đai	70
3.5. Kết cấu bánh đai	74
3.6. Các bước thiết kế bộ truyền đai	78
3.7. Biến tốc đai	86
Câu hỏi ôn tập	87
Chương 4. Truyền động xích	87
4.1. Khái niệm chung	89
4.2. Cơ sở tính toán truyền động xích	93
4.3. Tính truyền động xích	97
4.4. Các bước thiết kế bộ truyền xích	101
Câu hỏi ôn tập	102
Chương 5. Truyền bánh răng	102
5.1. Khái niệm chung	116
5.2. Cơ sở tính toán thiết kế bánh răng	135
5.3. Tính toán bộ truyền bánh răng trụ	145
5.4. Tính truyền động bánh răng côn	148
5.5. Các bước thiết kế bánh răng	159
5.6. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng	160
5.7. Truyền động bánh răng sóng	164
5.8. Ví dụ về thiết kế bánh răng theo độ bền tiếp xúc	171
Câu hỏi ôn tập	173
Chương 6. Truyền trục vít	173
6.1. Khái niệm chung	178
6.2. Cơ sở tính toán truyền động trục vít	187
6.3. Tính truyền động trục vít	191
6.4. Các bước thiết kế	193
6.5. Ưu nhược điểm và phạm vi ứng dụng	194
6.6. Các ví dụ	199
Câu hỏi ôn tập	



Chương 7. Truyền vít đai ốc	200
7.1. Khái niệm chung	200
7.2. Cơ sở tính toán truyền động vít me	202
7.3. Tính toán truyền động vít me ma sát trượt	205
7.4. Tính toán truyền động vít me ma sát lăn	209
Câu hỏi ôn tập.....	214
Phần 3. Chi tiết máy đỡ và chi tiết ghép.....	215
Chương 8. Trục	215
8.1. Khái niệm chung	215
8.2. Tính trục	222
8.3. Các bước thiết kế trục	235
8.4. Ví dụ minh họa về thiết kế trục hộp giảm tốc	237
Câu hỏi ôn tập.....	242
Chương 9. Ổ trượt	243
9.1. Khái niệm chung	243
9.2. Cơ sở tính toán ổ trượt	250
9.3. Tính ổ trượt	254
Câu hỏi ôn tập.....	259
Chương 10. Ổ lăn	260
10.1. Khái niệm chung	260
10.2. Cơ sở tính toán ổ lăn	264
10.3. Chọn ổ lăn	270
10.4. Các bước chọn ổ lăn	276
10.5. Kết cấu bộ phận ổ, bôi trơn và che kín	277
10.6. So sánh ổ trượt, ổ lăn và phạm vi sử dụng	286
10.7. Ví dụ	286
Câu hỏi ôn tập.....	288
Chương 11. Lò xo	289
11.1. Khái niệm chung	289
11.2. Lò xo xoắn ốc trụ chịu kéo (nén)	289
11.3. Lò xo xoắn ốc trụ chịu xoắn	294
11.4. Lò xo lá	295
Chương 12. Khớp nối	297
12.1. Khái niệm chung	297
12.2. Nối trục	298
12.3. Ly hợp	311
12.4. Ly hợp tự động	319
Câu hỏi ôn tập.....	325
Chương 13. Chi tiết máy ghép	326
13.1. Khái niệm chung	326
13.2. Kết cấu mối ghép và phương pháp tính toán	327
Tài liệu tham khảo.....	369

Chịu trách nhiệm xuất bản:

Chủ tịch Hội đồng thành viên kiêm Tổng Giám đốc NGÔ TRẦN ÁI
Tổng biên tập kiêm Phó Tổng Giám đốc NGUYỄN QUÝ THAO

Tổ chức bản thảo và chịu trách nhiệm nội dung:

Phó Tổng biên tập NGÔ ÁNH TUYẾT
Giám đốc Công ty CP Sách ĐH-ĐN NGÔ THỊ THANH BÌNH

Biên tập nội dung và sửa bản in:

NGUYỄN HÀ XUÂN

Trình bày bìa:

ĐÌNH XUÂN DŨNG

Thiết kế sách và chế bản:

NGUYỄN GIA HÙNG

Công ty CP Sách Đại học Dạy nghề – Nhà xuất bản Giáo dục Việt Nam giữ quyền
công bố tác phẩm.

CƠ SỞ THIẾT KẾ MÁY

Mã số: 7B818Y1 – DAI

Số đăng ký KHXB : 573 – 2011/CXB/2 – 804/GD.

In 1.000 cuốn (QĐ in số : 30), khổ 16 x 24 cm.

In tại Nhà in báo Hà Nam.

In xong và nộp lưu chiểu tháng 9 năm 2011.

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ



HEVOBCO

CÔNG TY CỔ PHẦN SÁCH ĐẠI HỌC - DẠY NGHỀ
(HIGHER EDUCATIONAL AND VOCATIONAL BOOKS JSC)

Địa chỉ: 25 Hàn Thuyên - Hà Nội - Tel: 043.9724715
Chi nhánh tại TP. Hồ Chí Minh : 240 Trần Bình Trọng - Quận 5
Email: info@hevobco.com.vn - web: http://www.hevobco.com.vn

TÌM ĐỌC SÁCH THAM KHẢO **CỦA NHÀ XUẤT BẢN GIÁO DỤC VIỆT NAM**

- | | |
|--|-----------------------------------|
| 1. Giáo trình Cơ khí đại cương | PGS.TS. Nguyễn Văn Hảo (chủ biên) |
| 2. Giáo trình Công nghệ chế tạo phôi | PGS.TS. Hoàng Tùng |
| | TS. Nguyễn Ngọc Thành |
| 3. Cơ sở thiết kế máy | PGS.TS. Lê Văn Uyển |
| 4. Bài tập Sức bền vật liệu | PGS.TS. Đặng Việt Cường |
| 5. Giáo trình Vật liệu học trong cơ khí | PGS.TS. Hoàng Tùng |
| | TS. Nguyễn Ngọc Thành |
| 6. Hướng dẫn Thiết kế dụng cụ cắt kim loại | PGS.TS. Trần Thế Lục |
| 7. Công nghệ chế tạo máy | PGS.TS. Nguyễn Trọng Bình |
| | TS. Nguyễn Trọng Hiếu |
| 8. Phương pháp phân tử hữu hạn
(lý thuyết và bài tập) | GS. Trần Ích Thịnh |
| | TS. Nguyễn Mạnh Cường |

Bạn đọc có thể mua sách tại các Công ty Sách - Thiết bị trường học ở các địa phương
Hoặc các cửa hàng sách của Nhà xuất bản Giáo dục Việt Nam :

- **Tại TP. Hà Nội :** 187 Giảng Võ; 14/3 Nguyễn Khánh Toàn; 232 Tây Sơn;
25 Hàn Thuyên; 51 Lò Đúc; 45 Hàng Chuối;
67B Cửa Bắc; 45 Phố Vọng; Ngõ 385 Hoàng Quốc Việt.
- **Tại TP. Đà Nẵng :** 78 Pasteur ; 247 Hải Phòng; 71 Lý Thường Kiệt.
- **Tại TP. Hồ Chí Minh :** 2A Đinh Tiên Hoàng, Quận 1;
231 Nguyễn Văn Cừ ;
240 Trần Bình Trọng, Quận 5;
116 Đinh Tiên Hoàng, Phường 1, Quận Bình Thạnh.
- **Tại TP. Cần Thơ :** 162D Đường 3 tháng 2, Quận Ninh Kiều.
- **Tại website bán hàng trực tuyến :** www.sach24.vn



**THƯ VIỆN
GIÁO DỤC
VIỆT NAM**



TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Giá: 58.000 đ