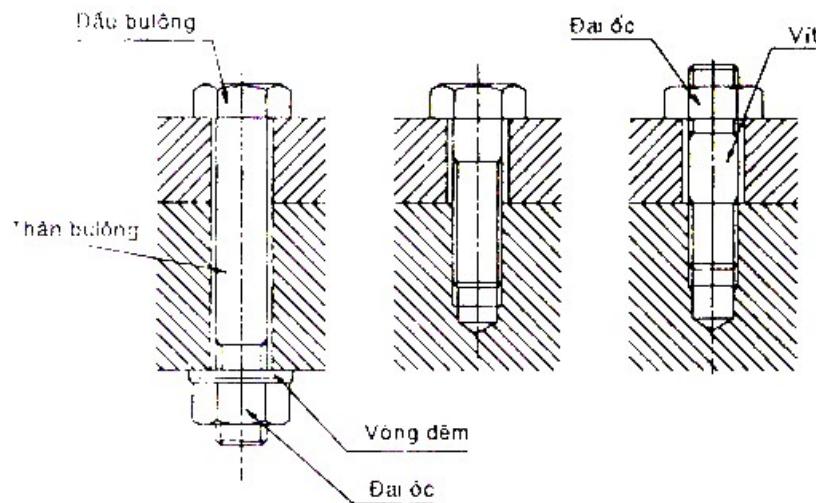


CHƯƠNG 9 MỐI GHÉP REN

9.1. KHÁI NIỆM CHUNG

Mối ghép ren là loại mối ghép có thể tháo được. Cấu tạo gồm các chi tiết máy ghép lại với nhau nhờ vào các tiết máy có ren như bulông và đai ốc, vis ...



Hình 8.1

Ghép bằng ren được dùng phổ biến trong ngành chế tạo máy. Trên 60% tổng số chi tiết máy được ghép bằng ren trong các máy móc hiện đại.

Mối ghép ren được sử dụng phổ biến vì có những ưu điểm:

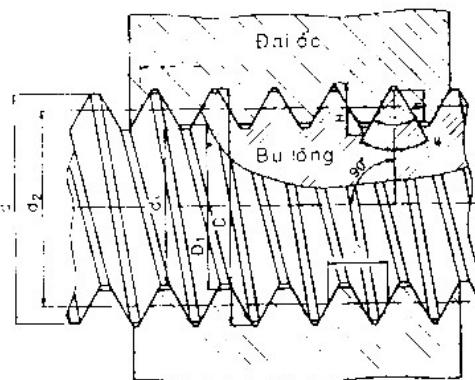
- o Cấu tạo đơn giản
- o Có thể tạo lực dọc trực đơn giản
- o Có thể cố định các chi tiết ghép ở bất cứ vị trí nào nhờ vào khả năng tự hâm
- o Dễ tháo lắp
- o Giá thành thấp do được tiêu chuẩn hóa và chế tạo bằng các phương pháp có năng suất cao.

Nhược điểm chủ yếu: tập trung ứng suất tại chân ren do đó giảm độ bền mối của mối ghép.

Ren được cấu tạo trên cơ sở một hình phẳng quét theo đường xoắn ốc trực hoặc côn và luôn nằm trong mặt phẳng qua trục tâm, các

Cách của hình quét sẽ tạo nên mặt ren. Hình phẳng có thể là tam giác, hình vuông, hình thang, hình bán nguyệt ...

Các thông số hình học cơ bản của mối ghép ren:



- o **d**: đường kính ngoài của ren. Đây là đường kính danh nghĩa của ren. Đối với đai Ốc: D
- o **d_1** : đường kính trong của ren. Đối với đai Ốc: D_1
- o **d_2** : đường kính trung bình, là đường kính trụ phân đôi tiết diện ren, trên đó chiều rộng ren bằng chiều rộng rãnh.
- o **h** : chiều cao tiết diện làm việc của ren
- o **p** : bước ren, là khoảng cách giữa hai mặt song song của hai ren kề nhau đo theo phương dọc trực
- o **p_x** : bước đường xoắn ốc, đối với ren một mối thì $p_x = p$, đối với ren nhiều mối $p_x = n.p$
- o - góc tiết diện ren
- o - góc nâng ren, là góc tạo bởi tiếp tuyến của đường xoắn ốc trên hình trụ trung bình và mặt phẳng vuông goác với trực ren.

$$\tan \phi_x / d_2$$

9.2. PHÂN LOẠI VÀ CÁC CÔNG DỤNG

Theo hình dáng: nếu đường xoắn ốc nằm trên mặt cơ sở là mặt tru, ta có **ren hình trụ**. Nếu đường xoắn ốc nằm trên mặt côn, ta có **ren hình côn**. Ren hình trụ được sử dụng nhiều hơn, ren hình côn thường dùng trong việc ghép kín các đầu ống, các bình dầu, mút dầu...

Theo chiều xoắn ống ren: ren được chia thành ren phải và ren trái. Ren phải có đường xoắn Ống đi lên bên phải, ren trái có đường xoắn Ốc đi lên bên trái

Theo số đầu mối ren: ta có loại một, hai, ba, ...Ren một mối thường được dùng phổ biến

Theo hình dạng và công dụng:

Ren ghép chặc:

Dùng để ghép chặt chi tiết máy với nhau. Bao gồm các loại ren: ren hेमét, ren Ống, ren tròn, ren vis gõ.

Ren ghép chặt kín:

Ngoài chức năng ghép chặt còn giữ kín ren (không cho chất lỏng chảy qua). Ren có dạng tam giác nhưng không có khe hở hướng tâm và đinh được bo tròn

Ren của cơ cấu vis:

Dùng để truyền chuyển động hoặc để điều chỉnh. Loại ren này thường có dạng hình vuông, hình thang cân, hoặc hình răng cưa
Cách phân loại này chỉ mang tính tương đối.

Theo góc tiếp diện ren:

Ren hेमét:

Có tiếp diện là tam giác đều, góc đỉnh $\gamma = 60^\circ$. Để giảm ứng suất chân ren và đập đỉnh ren, đỉnh và chân ren được hớt bằng hoặc bo tròn theo bán kính $r = 0,144p$.

Ren hेमét còn được chia làm hai loại: ren bước lớn (ký hiệu: Md; d: là đường kính ngoài) và ren bước nhỏ (ký hiệu: Md x p). Đối ren bước nhỏ, do giảm bước ren nên chiều sâu rãnh ren và góc nâng ren giảm. Vì vậy, với cùng một đường kính ngoài thì đường kính trong của ren bước nhỏ sẽ lớn hơn đường kính trong của ren bước lớn độ bền thân tăng lên, góc nâng giảm là tăng khả năng tự hãm.

Nhờ những ưu điểm như vậy, ren bước nhỏ thường dùng trong chi tiết máy chịu tải trọng va đập, các hi tiết máy nhỏ hoặc vỏ mỏng

Trong ngành chế tạo máy vẫn thường dùng ren bước lớn vì ít mòn ren. Ren hेमét đã được tiêu chuẩn hóa (tham khảo SGK/ tập 2/ trang 109)

Ren hें Anh:

Có tiếp diện hình tam giác cân, đường kính được đo bằng hें Anh, bước ren được tính theo số ren trên chiều dài 1 inch.

Ren ống:

Dùng để ghép kín đường ống có đường kính từ $1/16"$ – $6"$. Đây là loại ren hệ Anh có bước nhở, biên dạng được bo tròn, không có khe hở đỉnh và đáy.

Ren tròn:

Dùng chủ yếu cho boulon, vis chịu tải trọng và đập lớn, hoặc những chi tiết máy làm việc trong môi trường bẩn và tháo lắp luôn.

Ren vuông:

Có biên dạng vuông, thường dùng trong cơ cấu visme – đai ốc. Tuy nhiên khó chế tạo, độ bền không cao. Hiện nay thay thế bằng ren hình thang.

Ren hình thang:

Có góc đỉnh $\gamma = 30^\circ$. hiệu suất cao hơn ren tam giác, bền hơn ren vuông. Thường dùng trong truyền động chịu tải theo hai chiều.

Ren đố:

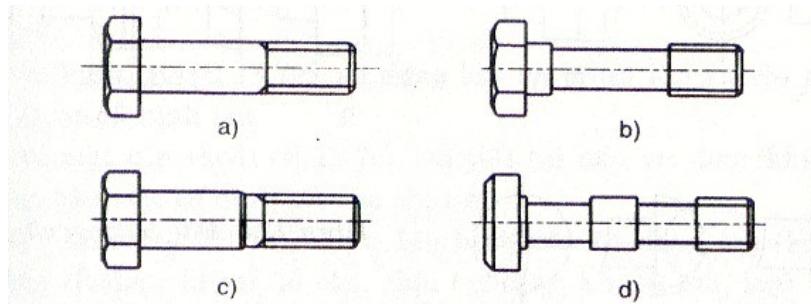
Có dạng hình thang không cân, dùng trong truyền chuyền động chịu tải một chiều

- + Ren côn
- + Ren vis bắt gỗ
- + Ren vis được vặn vào các chi tiết có độ bền thấp

9.3. CÁC CHI TIẾT MÁY DÙNG TRONG MỐI GHÉP REN

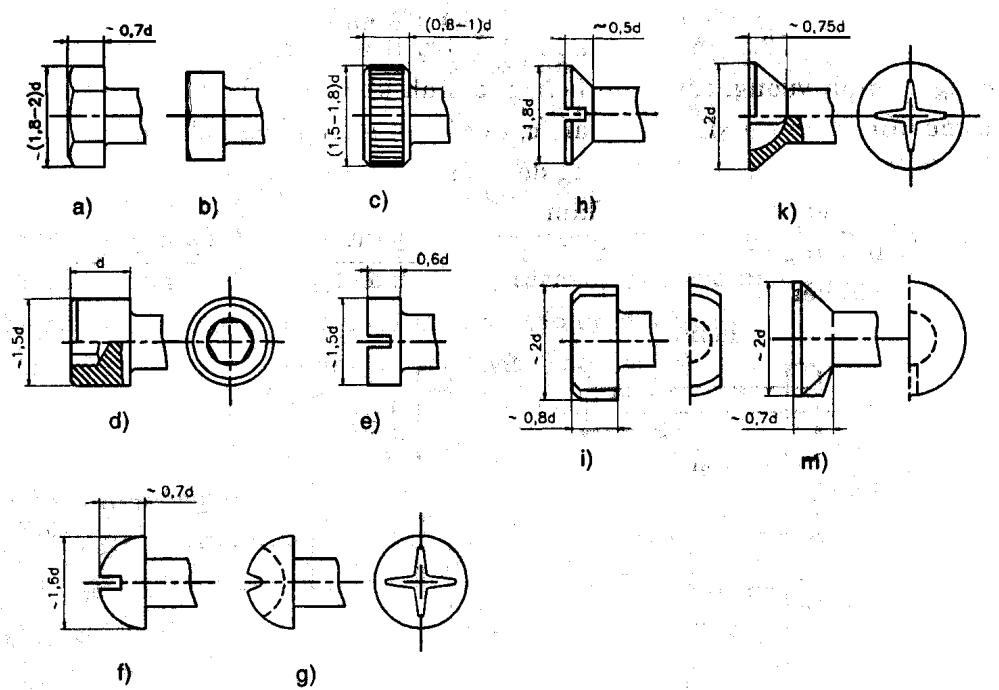
Boulon: là thanh hình trụ tròn có ren để vặn đai ốc. Dùng để ghép các chi tiết máy :

- o Có chiều dày không lớn lắm
- o Làm bằng vật liệu có độ bền thấp
- o Cần tháo lắp luôn



Phân loại boulon và các đầu boulon :

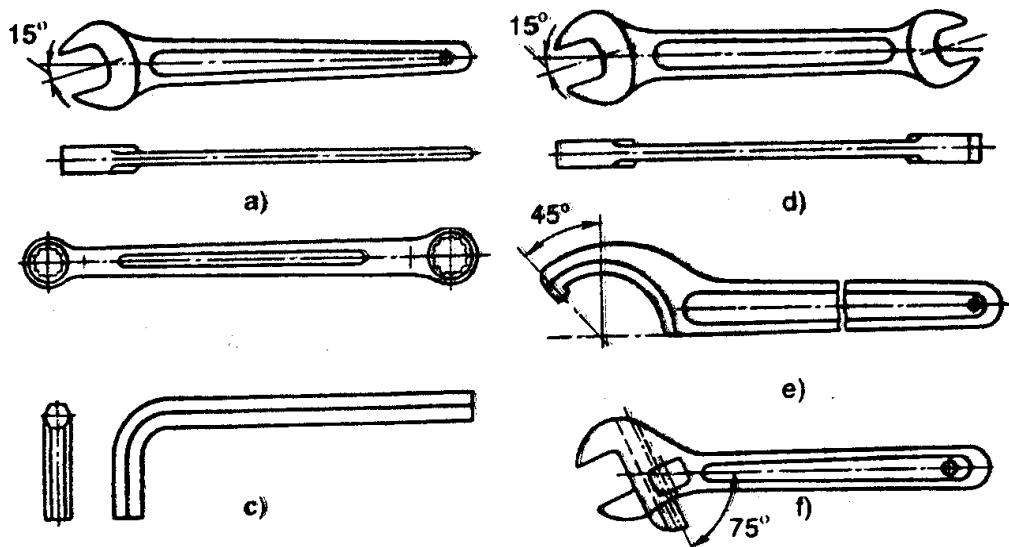
- Vis: khác boulon ở chỗ đầu có ren không trực tiếp vặn vào đai ốc mà vặn vào lỗ ren của chi tiết máy. Được dùng trong trường hợp mối ghép không có chốt bắt đai ốc.



Vis cấy:

Đai Ốc: Đai Ốc có nhiều kiểu khác nhau nhưng dùng nhiều nhất là đai Ốc sáu cạnh, bao gồm loại thường xuyên tháo – xiết và tinh. Chiều cao đai Ốc thường lấy $0,8d$, khi thường xuyên tháo – xiết và tải trọng lớn dùng đai Ốc có chiều cao $1,2d$ đôi khi $1,6d$, khi tải trọng nhỏ dùng đai Ốc dẹp ($0,5 \dots 0,6d$)

Ngoài dai ốc sau cắm tròn còn loại dai ốc sau cắm xé rãnh để cắm chốt chẽ. Nếu tải trọng nhỏ có thể dùng dai ốc tròn có xé rãnh Để tháo dai ốc, sử dụng dụng cụ như hình



Trong sản xuất hàng lô và khi cần xiết boulon với lực xiết lớn, người ta dùng máy vặn đai ốc với động cơ, hoặc thuỷ lực và khí nén. Khi cần quan tâm đến lực xiết (quan tâm đến lực căng ban đầu), có thể dùng các phương pháp sau:

- + Chìa khóa với moment tới hạn (khi vượt qua giá trị moment tới hạn thì xảy ra hiện tượng trượt trơn)
- + Chìa vặn có báo lực thực hiện nhờ tay quay đòn hồi
- + Vặn đai ốc với góc xác định từ vị trí bắt đầu tiếp xúc với bề mặt chi tiết)
- + Nhờ sự trợ giúp của vòng đệm đòn hồi chuẩn, một số vòng đệm này khi đạt tới giá trị tải trọng tính toán nào đó sẽ duỗi thẳng và trở thành cứng
- Vòng đệm: bằng thép mỏng đặt giữa đai ốc và chi tiết ghép có tác dụng bảo vệ chi tiết máy khỏi bị bào mòn khi vặn đai ốc, đồng thời tăng diện tích tiếp xúc giữa đai ốc và chi tiết giảm ứng suất dập.

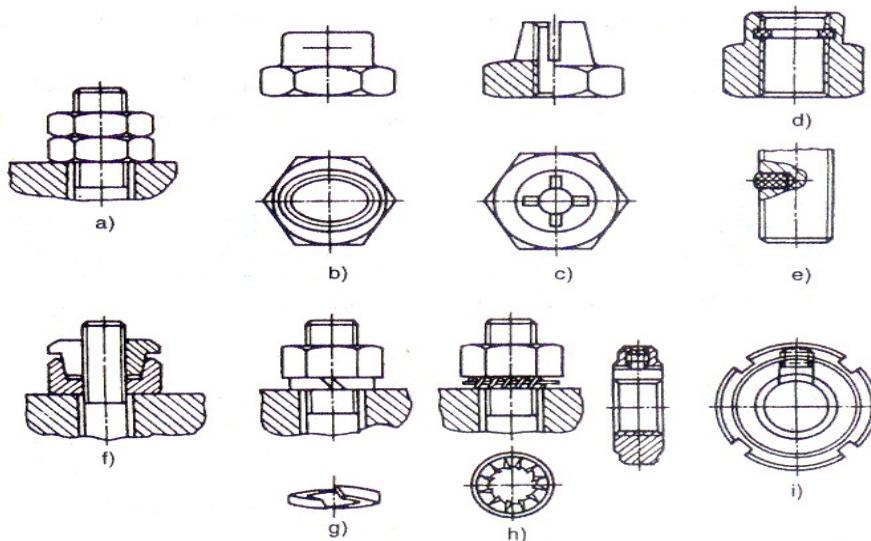
9.4. PHƯƠNG PHÁP CHỐNG THÁO LỎNG

Bộ phận hãm giữ vai trò rất quan trọng trong mối ghép ren chịu tải trọng động. Mặc dù các loại ren dùng trong lắp ghép đều đảm bảo khi chịu tải trọng tĩnh (nếu $f=0,1 \Rightarrow \arctan f = 6^\circ$, nếu $f=0,3 \Rightarrow \arctan f = 16^\circ$ luôn luôn lớn hơn góc nâng ren $= 1,40 .. 3,30^\circ$)

mà mìngh đó và đập vào tung động trong qua ứmlnh may làm việc nên ma sát giữa ren boulon và đai Ốc giảm bớt, nê xảy ra hiện tượng đai Ốc bị tháo lỏng. Ngoài ra một số đai Ốc điều chỉnh như: đai Ốc chỉnh lực ép trên Ổ bi đùa côn, trên tiết điều chỉnh mộng đuôi én, đai Ốc chỉnh Ổ ... cũng phải cần hâm lại.

Có nhiều biện pháp để hâm dựa theo các nguyên tắc sau

* Sử dụng hai đai Ốc:



- Sau khi vặn đai Ốc thứ hai, giữa hai đai Ốc xuất hiện lực căng phụ, chính lực căng phụ này tạo nên lực ma sát phụ giữ cho đai Ốc không bị nới lỏng khi boulon chịu lực dọc trực (hình 9.6.a)

- Phương pháp sử dụng hai đai Ốc làm tăng thêm khối lượng, khi bị rung động mạnh vẫn khôn đảm bảo chặt cho nên hiện nay ít dùng

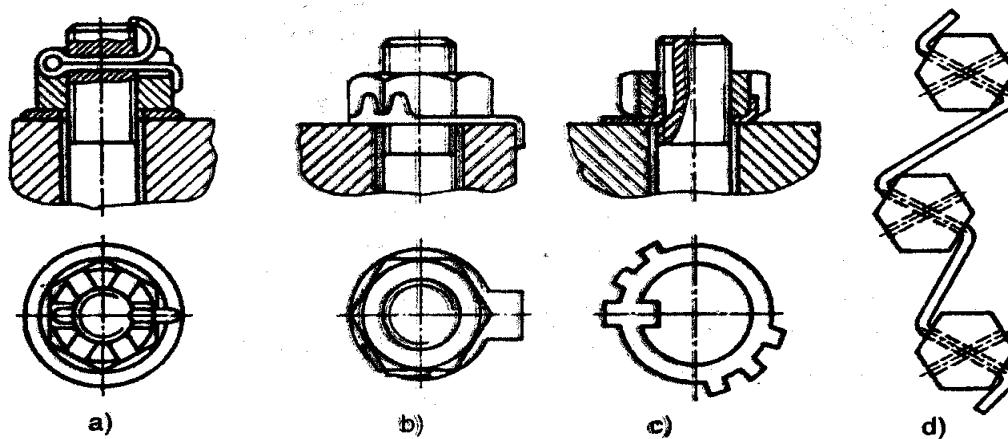
* Sử dụng đai Ốc tự hâm bằng cách ép dẻo đầu đai Ốc thành hình elip sau khi cắt ren, tạo thành độ dội hướng tâm của ren (hình 9.6b) hoặc tạo các rãnh hướng tâm trên đầu đai Ốc. Một phương pháp khác là cán lăn hoặc cuộn vòng hâm bằng poliamid vào rãnh đai Ốc. Khi xiết sẽ tạo thành lực ma sát lớn chống tháo lỏng đai Ốc.

* Đai Ốc hâm Ống kẹp đàn hồi dàn côn:

* Dùng vòng đệm vénh: đây là phương pháp phổ biến nhất. Ma sát phụ sinh ra do lực đàn hồi của vòng đệm vénh tác dụng lên đai Ốc. Ngoài ra, mệng vòng đệm vénh luôn tỳ vào đai Ốc chống cho đai Ốc tháo lỏng ra. Nhược điểm chủ yếu là tạo ra lực lệch tâm. Để khắc phục người ta dùng vòng đệm lò xo.

Ngoài các phương pháp nêu trên, người ta còn hâm đai Ốc bằng các phương pháp như vòng đệm gập, đệm hâm có ngạnh, chốt chẽ,

dây buộc... Giày bến dạng cục bộ như tay phàn cuối buồng hoặc han chỉnh, những phương pháp này rất chắc chắn nên chỉ dùng trong mối ghép không tháo.



9.5. LÝ THUYẾT KHỚP VIS

*. Lực ma sát và hệ số ma sát

- Lực ma sát tĩnh và hệ số ma sát tĩnh:

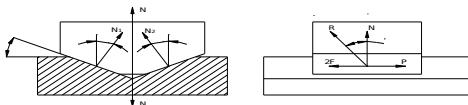
$$f_t = \frac{F_{max}}{N}; F_{max}: \text{lực ma sát tĩnh}, N: \text{lực pháp tuyến}$$

$f_d = \frac{F_d}{N} \cdot \tan \alpha$; $F_d: \text{lực ma sát động}, \alpha: \text{góc ma sát động} (\text{góc hợp giữa hợp lực } R \text{ của } F \text{ và } N \text{ với phương vuông góc mặt tiếp xúc})$ thường $F_d < F_t$

- Hiệu ứng tự hãm: Gọi $S = Q/P$ ($P: \text{lực tác động}, Q: \text{trọng lực}$), nếu S nằm trong góc α , luôn luôn $P < F_{max}$

- Ma sát trong khớp tĩnh tiến rãnh tròn: $F_t = f \cdot Q \cdot \tan \alpha$ ($f: \text{hệ số ma sát thay thế}, \alpha: \text{góc ma sát thay thế}, \tan \alpha = f$: f là hệ số phân bố áp suất. Trong các rãnh trượt hình trụ mồi: $\alpha = \pi/2$; trong các rãnh trượt đũa mòn: $\alpha = 45^\circ$)

- Ma sát trong khớp tĩnh tiến rãnh tam giác (góc nghiêng α):



$$N = (N_1 - N_2) \cos \theta$$

$$F = (N_1 - N_2) f = \frac{Q}{\cos \theta} f$$

Vì vậy hệ số ma sát thay thế: $f' = \tan \theta = f / \cos \theta$

Tóm lại, hệ số ma sát: $f' = \tan \theta = f$, với xác định trong từng trường hợp như sau:

+ Trong rãnh tròn móng: $\theta = \pi/2$

+ Trong rãnh đã mòn: $\theta = 45^\circ$

+ Trong rãnh tam giác: $\theta = 1/\cos \theta$

+ Mặt phẳng: $\theta = 0$

- Ma sát trong cơ cấu chêm có góc nghiêng θ :

+ Khi chêm chặt: $P = Q \tan(\theta + \phi)$

+ Khi tháo lỏng: $Q = P / \tan(\theta - \phi)$

P là lực đóng chêm, Q là tải trong tác động vào chêm

* Phù thuât moment tác động lên đai ốc và lực dọc trực trên boulon:

Ở đây ta xét trên ren hình chữ nhật, sau đó suy rộng trên các loại ren khác. Khi khảo sát ta xem như đai ốc là con trượt trượt trên vòng vít theo đường kính trung bình d_2 với góc nghiêng bằng góc nâng ren vít.

Gọi V là lực tác dụng dọc trực trên thân boulon, để xiết boulon ta cần có moment TV , trên thân boulon có moment phản lực Tr giữ thân boulon không xoay. Phương trình cân bằng moment:

$$T_v = T_{ms} = T_r$$

T_{ms} – moment ma sát trên bề mặt tiếp xúc của đai ốc

Tr – momrnt lực tác dụng lên ren

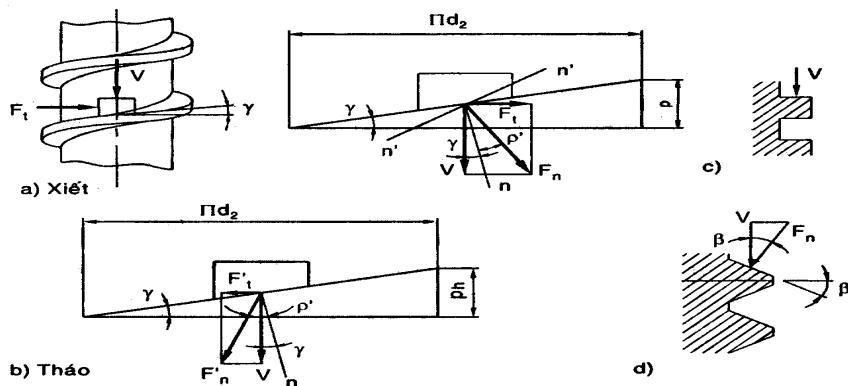
$$T_{ms} = \frac{V \cdot f \cdot D_{tb}}{2}$$

$$D_{tb} = (D + d_0)/2 = d_0 \cdot \text{đường kính lỗ lấp boulon}$$

D – đường kính ngoài mặt tựa lấp đai Ốc

f - hệ số ma sát giữa đai Ốc và chi tiết ghép.

Ở đây, moment trên ren được xác định khi xem đai Ốc như một con trượt trượt trên mặt phẳng nghiêng. Lực tác dụng lên đai Ốc bao gồm: lực dọc trục V, lực vòng $F_t = \frac{2T_r}{d_2}$



Hình 9.8

Chiếu các lực tác dụng lên phương n – n' vuông góc với F_n (vector tổng các lực tác dụng), ta có:

$$F_t \cos(\gamma') - V \sin(\gamma') = 0$$

$$F_t = V \operatorname{tg}(\gamma')$$

$$\text{Suy ra: } T_r = 0,5Vd_2 \operatorname{tg}(\gamma')$$

Với

- góc nâng ren vít

$\gamma' = \arctg f'$ - góc ma sát ren

f' – hệ số ma sát tương đương trên ren, tính đến ảnh hưởng góc biên dạng ren

+ Đối với ren vuông: $f = f'$

+ Đối với ren tam giác hoặc ren hình thang

$$f' = \frac{f}{\cos(\frac{\gamma}{2})} = \frac{f}{\cos \frac{\pi}{2}}$$

Đến goc định ren. Đối với ren hàn met, $\gamma = 60^\circ$, $T = 1,15 \cdot T$
thay vào công thức. Ta có:

$$T_v = 0,5Vd_2 \cdot \frac{D_{tb}}{2} f \cdot \operatorname{tg}(\gamma)$$

Khi tiến hành tháo ren vis:

$$F_t = V \operatorname{tg}(\gamma)$$

Tính toán tương tự:

$$T_{TV} = 0,5F_a d_2 \cdot \frac{D_{tb}}{2} f \cdot \operatorname{tg}(\gamma)$$

* Khả năng tự hâm và hiệu suất khớp vít:

- Điều kiện tự hâm: $T_v > 0$, $\gamma > 0$. Với $\gamma = 1..30^\circ$, $\gamma = 6..16^\circ$ nên tất cả các ren ghép chặt đều có khả năng tự hâm.
- Khi có tải trọng thay đổi, rung động thì giữa các bề mặt ma sát có sự dịch chuyển tế vi, hệ số ma sát giảm đáng kể tự tháo ren
- Hiệu suất khớp vít: được tính bằng tỉ số giữa công xiết vis (công xiết vis = moment xiết x góc xoay) trong trường hợp không và có ma sát

$$\frac{T_v}{T} = \frac{\operatorname{tg}(\gamma)}{\frac{D_{tb}}{d} f \cdot \operatorname{tg}(\gamma)}$$

Nếu xem ma sát chủ yếu xuất hiện trên ren thì có thể xem ma sát trên mặt tựa bằng 0. khi đó, hiệu suất:

$$\frac{\operatorname{tg}(\gamma)}{\operatorname{tg}(\gamma)}$$

9.6. ĐỘ BỀN REN

- Lực phân bố dọc trực giữa các vòng ren không đều nhau. Thông thường, trong 10 vòng ren chịu lực thì ren đầu tiên sẽ chịu $1/3$ tổng lực tác dụng lên vít và ren thứ 10 sẽ chịu lực khoảng $1/100$ tổng lực tác dụng.

- Các dạng hỏng chủ yếu của ren:

- + Thân boulon bị kéo đứt tại phần có ren
- + Ren bị hỏng do dập, mòn, cắt hoặc bị uốn

+ Đầu boulon bị cắt, dập, uốn.

- Dạng chủ yếu của ren ghép chặt là cắt chân ren, ren của cơ cấu vít là mòn ren. Do đó, chỉ tiêu tính của ren ghép chặt là độ bền cắt, đối với cơ cấu vít là độ bền mòn liên quan đến ứng suất dập.

- Điều kiện bền cắt của ren:

Đối với boulon: $V/(d_1 HKK_m) \leq []$

~~Đối với đai Ốc.~~ $\rightarrow d_1 \text{HKK}_m = 1$

Trong đó:

H – chiều cao đai Ốc hoặc chiều sâu bắt vít vào chi tiết

K – hệ số độ dày ren. K = 0,87 (ren tam giác), K = 0,5

(đối với ren chữ nhật), K = 0,65 (đối với ren hình thang)

K_m – hệ số phân bố tải trọng không đều giữa các vòng ren, $K_m = 0,6 .. 0,7$

Ứng suất dập được tính theo công thức:

$$\frac{4V_p}{(d^2 - d_1^2)K_m H} \quad [\text{d}]$$

Nếu đai Ốc và boulon cùng loại vật liệu, tính bền cho boulon vì $d_1 < d$

Độ bền mòn của ren cơ cấu vít tính theo ứng suất dập:

$$\frac{F}{d_2 h_z} \quad [\text{d}]$$

$z = H/p - s$ ố vòng ren làm việc

Chiều cao đai Ốc và chiều sâu ren

Độ bền đều giữa ren và thân bulông là điều kiện giữa ren và thân bulông. Giới hạn chậy khi kéo và cắt có mối liên hệ: $\sigma_{ch} = 0,6 \sigma_{ch}$. Khi đó:

$$V/(d_1 \text{HKK}_m) = 0,6 \sigma_{ch} = 0,6V/(d^2/4)$$

Với ren tam giác, ta có $H = 0,8d_1$. Nên trong mỗi ghép ren tiêu chuẩn ta chọn chiều cao đai Ốc $H = 0,8d$

Chiều sâu bắt ren $H_1 = d$, đối với gang $H_1 = 1,5d$

9.7. TÍNH BULÔNG

a. Bulông ghép lồng chịu lực dọc trục

Trong trường hợp này thì lực xiết ban đầu không có do đai Ốc không được xiết chặt.

Gọi F là ngoại lực tác dụng vào đai Ốc, ứng suất sinh ra trong đai Ốc:

$$F/(d_1^2/4) \quad [\text{k}]$$

đường kính trong d_1 cần thiết của bulông :

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{[\text{k}]}}$$

tiến hành chọn đường kính bulông theo giá trị tiêu chuẩn cho trên bảng 13.7 – tài liệu tham khảo 1

b. Bulông được xiết chặt không có ngoại lực tác dụng

Thân bulông chịu kéo do lực xiết gây nên và chịu moment ma sát trên ren sinh ra.

Gọi V là lực xiết, Tr là moment trên ren.

$$r = V \operatorname{tg}(\phi') d_2 / 2$$

Ứng suất do V gây nên: $V / (d_1^2 / 4)$

Ứng suất xoắn do moment T_r sinh ra:

$$\frac{T_r}{W_0} = \frac{0,5V \operatorname{tg}(\phi') d_2}{d_1^3 / 16} = \frac{8V \operatorname{tg}(\phi') d_2}{d_1^3}$$

Ứng suất tương đương theo thuyết bền 4:

$$t_d = \sqrt{\frac{2}{3} \cdot \frac{3}{2}} = \sqrt{1 + 12(d_2/d_1) \operatorname{tg}(\phi')^2}$$

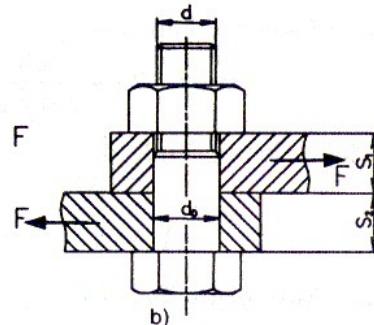
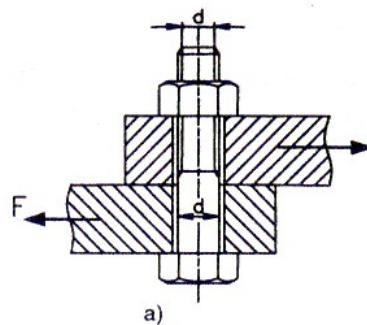
Đối với các bulông tiêu chuẩn có thể lấy $d_2 = 1,1d_1$, $\phi' = 2^{\circ}30'$, $f = 0,2$ khi đó:

$$t_d = 1,3 \cdot \frac{1,3V}{d_1^2 / 4} \quad [\text{kg}]$$

Từ điều kiện bền này, có thể tính được đường kính trong của bulông, sau đó tra bảng tiêu chuẩn để chọn bulông

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4V}{[\text{kg}]}}$$

c. Bulông chịu lực ngang



* *Bulông lắp có khe hở*

- Cần xiết bulông để tạo lực ép V trên các tấm để sinh ra lực ép giữ cho các tấm không trượt khi chịu tác dụng của lực ngoài F. Lực xiết bulông phải thỏa mãn điều kiện:

$$F_{ms} = ifV > F \quad V = kF / if$$

Với f – hệ số ma sát

k – hệ số an toàn

$$\text{Bulông được tính theo điều kiện bền} \quad 1,3 \quad \frac{1,3V}{d_1^2/4} \quad []$$

Thay vào ta có công thức tính đường kính bulông như sau:

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot kF}{if}} \quad []$$

* Bulông lắp không có khe hở

Thân bulông được gia công tinh và lắp vào lỗ doa để bảo đảm không có khe hở. Thân bulông được tính theo Ứng suất dập và Ứng suất cắt (hình 15.9b).

Điều kiện bền cắt:

$$\frac{4F}{d_0^2 i} \quad []$$

d_0 – đường kính lỗ

i – số bề mặt chịu cắt của than bulông (băng tích số bulông và số mặt tiếp xúc)

Đường kính thân đinh được xác định theo công thức:

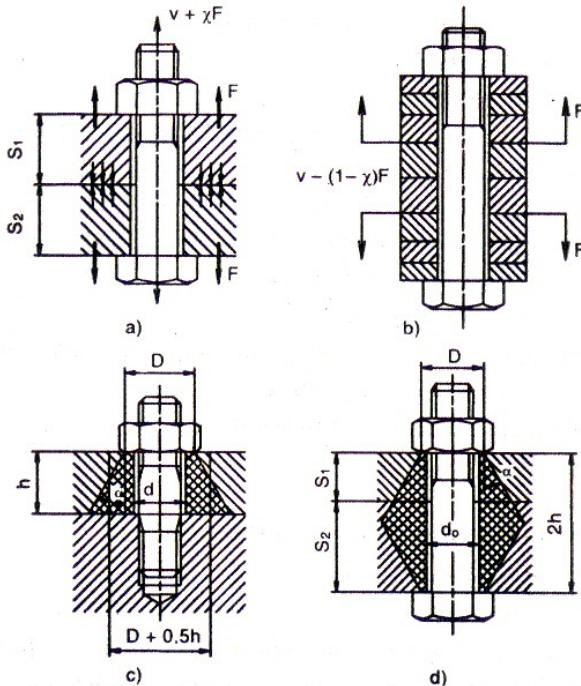
$$d_0 = \sqrt{\frac{4F}{i}} \quad []$$

Thông thường, đối với mối ghép không có khe hở, xác định đường kính bulông theo điều kiện bền cắt. Tuy nhiên trong trường hợp tỉ số s_2/d_0 (s_1/d_0) tương đối nhỏ hoặc điều kiện bền dập của tấm ghép thấp hơn bulông, ta cần kiểm tra điều kiện bền dập.

$$d = F/(sd_0) \quad []$$

- So sánh hai phương án lắp bulông, có thể nhận thấy rằng phương án thứ nhất rẻ hơn vì không đòi hỏi sự chính xác về kích thước của lỗ và bulông. Tuy nhiên, kích thước bulông trong lắp có khe hở sẽ lớn hơn

d. Bulông được xiết chặt, chịu lực dọc trực không đổi



Có thể lấy trường hợp ghép nắp bình kín chịu áó suất để làm thí dụ. Lực tác dụng ngoài dũng theo trực bulông có xu hướng tách hở hai tấm ghép, do đó cần phải xiết chặt bulông trước khi mối ghép chịu tải trọng ngoài

- Khi xiết bulông với lực xiết ban đầu V thì bulông bị kéo và chi tiết ghép bị nén. Khi tác dụng lên mối ghép một tải trọng ngoài F thì một phần tải trọng là F tác dụng lên bulông, phần còn lại sẽ tác dụng lên chi tiết ghép làm giảm ứng suất của bền mặt ghép.

- Bài toán phân bố lực trên bulông là bài toán siêu tĩnh giải theo phương pháp đồng chuyển vị. Khi mối ghép chịu tác dụng của tải trọng ngoài thì bulông sẽ bị giãn dài thêm một đoạn Δ , tương tự biến dạng nén của chi tiết ghép cũng bị giảm bớt (do các tấm ghép không tách hở). Như vậy F sẽ làm biến dạng dài bulông, còn $(1-\frac{\Delta}{l})F$ sẽ làm giảm biến dạng tấm ghép. được gọi là hệ số ngoại lực.

$$F_b = (1 - \frac{\Delta}{l})F_m$$

trong đó: b – độ mềm bulông
 m – độ mềm chi tiết ghép

Suy ra:
$$\frac{m}{b} = \frac{m}{m}$$

Độ mềm của bulông được tính theo công thức

$$b \quad \frac{1}{E_b A_b}$$

trong đó:

l – chiều dài tính toán của bulông (bằng tổng chiều dài bulông giữa hai mặt tựa và một nửa chiều dài đoạn ren vặn vào đai Ốc)

E_b – môđun đàn hồi của vật liệu bulông

A_b – diện tích tiết diện bulông

Nếu bulông có bát theo diện tích tiết diện $A_{b1}, A_{b2}, \dots, A_{bn}$ và chiều dài từng đoạn l_1, l_2, \dots, l_n thì độ mềm bulông được xác định theo công thức

$$b \quad \frac{1}{E_b} \frac{l_1}{A_{b1}} \frac{l_2}{A_{b2}} \dots \frac{l_n}{A_{bn}}$$

- Độ mềm của các tấm ghép theo giả thiết biến dạng xảy ra trong hình côn áp suất có góc đỉnh $\gamma = \arctg(0,5)$ hay 27° . tuy nhiên khi tính toán, hình côn được thay thế bằng hình trục trụ có đường kính trong = đường kính lỗ (d_0) và đường kính ngoài $D_1 = D - (s_1 - s_2)/4$ (D – đường kính ngoài mặt tựa đai Ốc)

Độ mềm các tấm ghép:

$$m \quad \frac{s_1 s_2}{E_m A_m} \quad \text{với } A_m = \frac{1}{4} D_1^2 - d_0^2$$

Đối với các tấm ghép bằng gang hoặc thép, bulông bằng thép thì chọng trong khoảng 0,2 .. 0,3

- Lực tác dụng lên bulông sau khi có tải trọng $F : F_b = V + F$

- Lực tác dụng lên tấm ghép : $V' = V - (1 - k)F$

Để bảo đảm mặt ghép bulông không bị hở, điều kiện cần có là $V' > 0$

$$V > (1 - k)F \quad (15.23)$$

Khi tải trọng ngoài không đổi, có thể lấy $k = 1,3 \dots 1,5$. Khi tải trọng ngoài thay đổi, có thể lấy $k = 1,5 \dots 4$

Trường hợp bulông chịu tải trọng tĩnh thì điều kiện bền có dạng:

$$b \quad \frac{4F_b}{d_1^2} \quad [k]$$

với $F_b = 1,5 v + F$. Số 1,5 phải nhau then 1,5 vào v vì phải kể đến tác dụng của moment ren lúc xiết chặt đai Ốc

Từ (15.24), sẽ xác định đường kính trong của bulông”

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_b}{[k]}}$$

e. Bulông xiết chặt chịu lực dọc trục thay đổi:

- Trong đa số trường hợp khi tải trọng ngoài tác dụng lên bulông thay đổi thì ứng suất sinh ra trong bulông thay đổi theo chu kỳ mạch động
- Nếu lực xiết ban đầu là V , tải trọng ngoài tác động lên bulông thay đổi từ 0 đến F thì ứng suất sinh ra do lực xiết ban đầu:

$$\sigma_v = V/A_1 \quad (9.27)$$

Biên độ ứng suất theo chu kỳ

$$\sigma_a = F/2A_1$$

(15.28)

Ứng suất trung bình chu kỳ:

$$\sigma_m = \frac{a}{m} \sigma_v = \frac{V/A_1}{m} + \frac{F/2A_1}{a} \quad (9.29)$$

hoặc $\sigma_{max} = \frac{2}{m} \sigma_v = \frac{V/A_1}{m} + \frac{F/A_1}{a} \quad (9.30)$

với A_1 – diện tích tiết diện nguy hiểm của bulông (thường xác định theo đường kính trong)

- Khi tính toán bulông trong trường hợp này, ta sẽ tiến hành tính toán bulông theo độ bền tĩnh (công thức 15.24), cần kiểm tra hệ số an toàn S_a theo biên độ ứng suất và hệ số an toàn theo ứng suất lớn nhất.
- Giá trị ứng suất cho phép trong cách tính này xác định theo công thức $[k] = [S]/[S]$. Sau đó tính các giá trị V , F , σ_v , σ_a và σ_{max} . Cuối cùng bulông được tính theo độ bền mới
- Khi tính theo công thức (15.30) cần lưu ý ứng suất xiết ban đầu σ_v không được vượt quá giá trị cho phép $[v] = (0,4 \dots 0,6) \text{ ch}$
- Hệ số an toàn theo độ bền mới xác định bởi công thức

$$S = \frac{r}{(K /)_a} [S]$$

đối với mỗi ghép bulông

m : rái nhô – hệ số xét đến ảnh hưởng của ứng suất trung bình đến độ bền mồi

: Hệ số tăng bền bề mặt 1

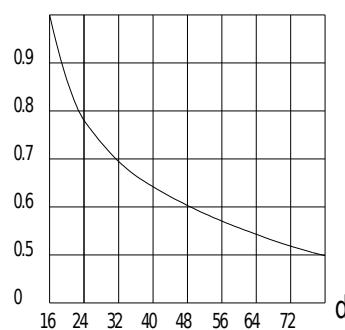
Do đó có thể tính gần đúng:

$$S_a = \frac{1k}{a K_a} [S_a] \quad (15.31)$$

+ $-1k$ – giới hạn hạch của vật liệu bulông khi kéo, xác định theo công thức $-1k = 0,35$

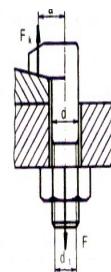
+ K_b – hệ số tập trung ứng suất chân ren. Có tra giá trị này trên bảng 13.8 trang 133 tài liệu tham khảo [2]

+ $-$ - hệ số ảnh hưởng của kích thước bulông đến độ bền mồi



Hình 15.11

f. Bulông chịu tác dụng của tải trọng lệch tâm



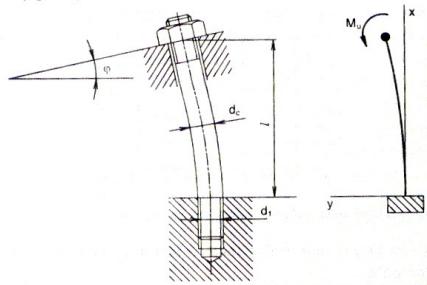
Khi đó bulông chịu lực ứng suất kéo và uốn:

$$\max \sigma_k = \frac{F_k}{(d_l^2)/4} + \frac{F_k a}{(d_l^3)/32} [\sigma_k]$$

suy ra:

$$d_l = 1,13 \sqrt{(1 - 8a/d_l) F_k / [\sigma_k]} \quad (9.32)$$

Trong trường hợp mặt tựa đai ốc bị lệch, khi đó ngoài ứng suất kéo còn bulông còn chịu ứng suất thuần tuý phẳng.



$$\text{Moment uốn theo góc xoay} : M_u = \frac{EI}{l}$$

$$\text{Ứng suất uốn trong ren: } \sigma_u = \frac{M_u}{W}$$

Trong đó: σ_u – chiều dài biến dạng vít

I – moment quán tính mặt cắt ngang vít

$$I = \frac{dc^3}{64} \text{ với } dc = \text{đường kính thân vít}$$

E – modun đàn hồi vật liệu vít

$$W = \frac{d_l^3}{32} \text{ moment cản uốn phần vít có ren}$$

Thay vào ta có:

$$\sigma_u = \frac{32M_u}{d_l^3} = \frac{E}{2} \frac{d_c}{l} \left(\frac{d_c}{d_l} \right)^3 \quad (9.33)$$

9.8. MỐI GHÉP NHÓM BULÔNG

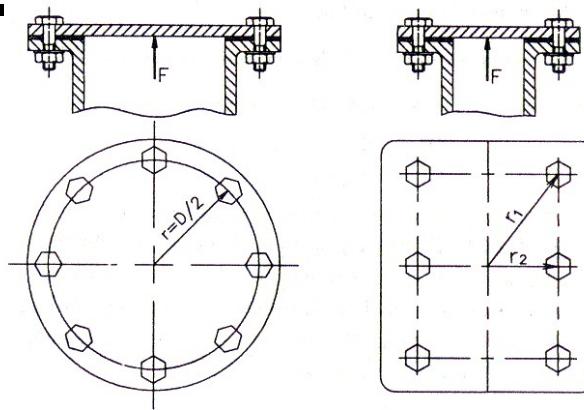
- Thông thường đường kính bulông trên các mối ghép lấy bằng nhau nhằm giảm bớt phiền phức về mặt công nghệ khi chế tạo. Tuy nhiên, trên phương diện tính toán thì điều này đúng khi tải trọng phân bố đều

- Các giả thiết sau được áp dụng khi tính toán bulông:

- + Các mối ghép cứng nên bề mặt ghép là phẳng

- + Các bulông trong mối ghép có kích thước bằng nhau và chịu lực xiết bằng nhau

9.8.1. Tải trọng tác dụng dọc thân bulông và đi qua tâm bề mặt ghép



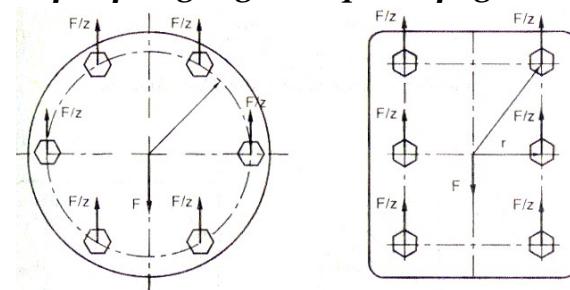
Lực tác dụng lên bulông:

$F_i = F/z$ với z – là số bulông tham gia vào mối ghép
Đường kính bulông xác định theo công thức (15.26)

9.8.2. Tải trọng tác dụng trong mặt phẳng ghép

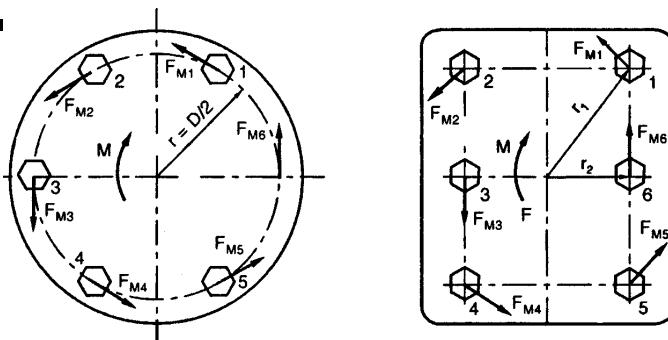
Khi tính toán, ta đưa lực tác dụng về trọng tâm mỗi ghép. Như vậy, mỗi ghép vừa chịu lực tác dụng ngang vừa chịu môment $M = F_1$

* Mối ghép chịu lực ngang F đi qua trọng tâm bề mặt ghép



Lực tác dụng lên bulông $F_i = F/z$. Đường kính bulông xác định theo trường hợp bulông chịu lực tác dụng ngang (có hoặc không có khe hở)

* Mối ghép chịu moment M



- Có thể xem gần đúng gây ra do xiết chặt bulông đi qua tâm bulông. Để giữ mối ghép không bị xoay do tác động của moment M thì moment ma sát đối với trọng tâm ghép phải lớn hơn M
- Đối với mối ghép có bulông nằm cách đều trọng tâm, tải trọng tác dụng lên mỗi bulông được xác định theo công thức sau:

$$F_{Mi} = \frac{2M}{zD} \text{ với đường kính vòng tròn qua tâm bulông}$$

- Đối với mối ghép có hình tuỳ ý, tải trọng tác dụng lên mỗi bulông tỉ lệ thuận với khoảng các từ tâm bulông đến trọng tâm mối ghép. Nếu gọi F_{M1} là tải trọng tác dụng lên bulông có khoảng cách xa nhất r_1 , F_{M2} tương ứng với r_2 , ... ta có:

$$\frac{F_{M1}}{r_1} = \frac{F_{M2}}{r_2} = \frac{F_{M3}}{r_3} = \dots = \frac{F_{Mi}}{r_i} = C$$

$$F_{M2} = F_{M1} \cdot r_2 / r_1$$

$$F_{M3} = F_{M1} \cdot r_3 / r_1$$

do đó:

.....

$$F_{Mi} = F_{M1} \cdot r_i / r_1$$

Từ điều kiện cân bằng moment tác dụng, ta có:

$$z_1 F_{M1} r_1 + z_2 F_{M2} r_2 + \dots + z_i F_{Mi} r_i = M$$

Lực tác dụng lên bulông có khoảng cách xa nhất (lực lớn nhất)

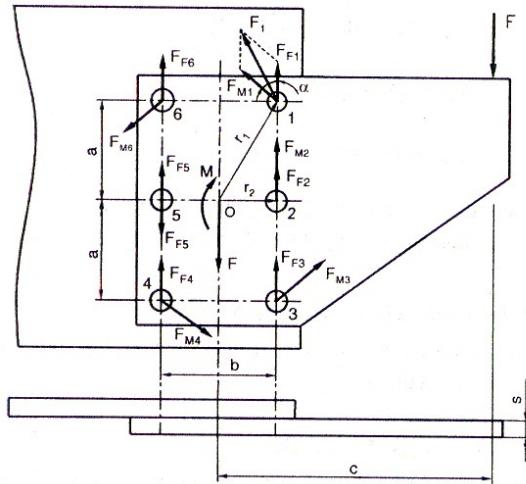
$$F_{M1} = \frac{Mr_1}{z_1 r_1^2 + z_2 r_2^2 + \dots + z_i r_i^2} \quad (9.34)$$

Lực tác dụng lên bulông i :

$$F_{Mi} = F_{M1} \cdot r_i / r_1 \quad (9.35)$$

* **Mối ghép chịu moment không đi qua trọng tâm bê mối ghép**

Nếu tải trọng không di qua trọng tâm của mối ghép, thì ta đưa tải trọng F về trọng tâm và thay thế bằng moment M. Như vậy, mối ghép chịu tác dụng đồng thời tải trọng F và moment M. Dựa vào các phần đã giới thiệu trên, chúng ta dựa vào sơ đồ lực để tiến hành tính toán lực lớn nhất tác dụng lên nhóm bulông và tính cho bulông chịu tải lớn nhất theo công thức cosin. Ví dụ trên hình (15.17)



Lực tác dụng trên bulông 1 hoặc 2 là lớn nhất. Dựa vào sơ đồ lực ta có:

$$F_2 \quad F_{F2} \quad F_{M2}$$

$$\text{Và } F_1 = \sqrt{F_{F1}^2 + F_{M1}^2 - 2F_{M1}F_{F1} \cos(\alpha)}$$

Sau đó so sánh để xác định tải trọng lớn nhất F_{\max} . Khi đã có F_{\max} , dựa vào tính chất mối ghép hở hoặc khe hở để xác định đường kính bulông.

9.8.3. Tải trọng tác dụng có phương bất kỳ

- Tải trọng có thể phân tích thành hai thành phần: F_V và F_H . khi đưa hai thành phần này về trọng tâm mối ghép, ta có moment M như sau:

$$M = F_H L_1 + F_V L_2$$

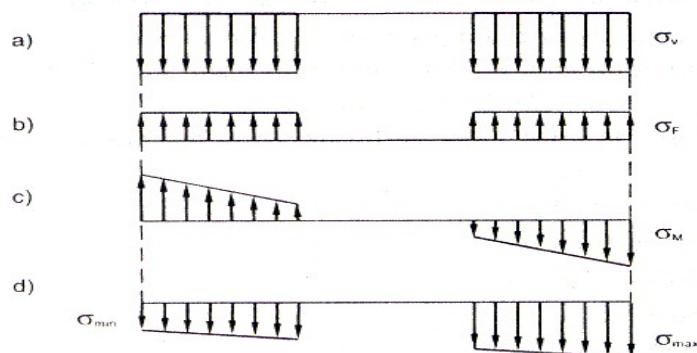
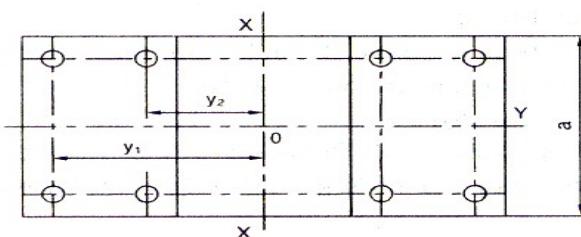
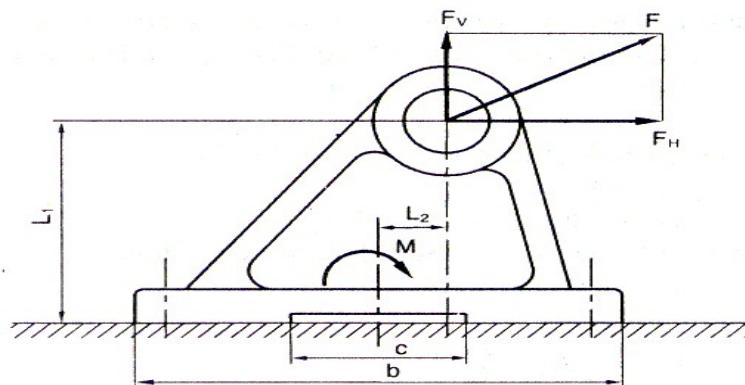
- Tải trọng F_V và M có khuynh hướng tách hở bề mặt ghép, F_H làm tấm ghép bị trượt.
- Tải trọng F_V và M được chia làm hai thành phần là F_b và M_b tác dụng vào bulông, F_m và M_m tác dụng vào chi tiết máy ghép

$$\frac{F_b}{F_v} = \frac{m}{b} \quad \frac{F_v}{F_v} = \frac{m}{m} \quad (9.36a)$$

$$\frac{F_m}{F_v} = \frac{(1 - \mu)}{b} \quad \frac{F_v}{F_v} = \frac{b}{m} \quad (9.36b)$$

$$\frac{M_b}{M} = \frac{m}{b} \quad \frac{M}{M} = \frac{m}{m} \quad (9.36b)$$

$$\frac{M_m}{M} = \frac{(1 - \mu)}{b} \quad \frac{M}{M} = \frac{b}{m}$$



Gọi z là số bulông tham gia trong mối ghép. Ta cần xác định lực xiết V cần thiết đối với bulông chịu tải trọng lớn nhất để mối ghép không bị tách hở và trượt.

a. Tính toán mối ghép không bị tách hở:

- Lực xiết bulông gây ứng suất.

$$V \quad \frac{zV}{A_m} \quad (9.37)$$

- Ứng suất dập trên bề mặt ghép bị giảm do tác dụng của lực F_m một lượng:

$$F \quad \frac{F_m}{A_m} \quad (9.38)$$

- Khi tác dụng của moment M , mối ghép có xu hướng quay quanh trục nào có moment cản nhỏ nhất (trục X-X trên hình 15.18). Tuy nhiên, điều này chỉ đúng khi lực xiết bulông khá lớn để mặt ghép không bị hở. Nếu mối ghép bị hở, trục quay sẽ dần chuyển về mép của mối ghép.

- Ứng suất sinh ra trên chi tiết ghép do M tác dụng và đạt giá trị cực đại:

$$M \quad \frac{M_m}{W_m} \quad (9.39)$$

- Ứng suất tổng cực đại và cực tiểu do lực xiết và ngoại lực tác dụng lên bề mặt ghép:

$\max/\min \quad V \quad F \quad M \quad zV/A_m \quad F_m/A_m \quad M_m/W_m$
có thể xem diện tích bề mặt ghép $A_m = A$ (diện tích bề mặt ghép nguyên), tương tự $W_m = W$. Vì $= 0$ do các tiết máy ghép khá cứng, nên $F_m = F$, $M_m = M$. Do đó:

$$\max/\min \quad zV/A \quad F_v/A \quad M/W \quad (9.40)$$

Điều kiện để chi tiết ghép không bị tách rời là: $\min > 0$

$$zV/A \quad F_v/A \quad M/W \quad 0$$

$$V - (1/z)(F_v - MA/W)$$

Để đảm bảo an toàn:

$$V - \frac{k}{z}(F_v - \frac{MA}{W}) \quad (9.41)$$

k – là hệ số an toàn; $k = 1,3 \dots 2$

b. Tính toán cách bảo đảm điều kiện mồi ghép không bị trượt

- Trong trường hợp mồi ghép dùng bulông lắp có khe hở và không có chốt giữ, để mồi ghép không bị trượt thì FH phải nhỏ hơn lực ma sát cực đại:

$$f(zV - F_m) < F_H$$

Vì $F_m = F_V$ nên có thể viết lại với hệ số an toàn k như sau:

$$f(zV - F_V) < kF_H \quad (9.43)$$

Suy ra lực xiết V trên mồi bulông phải thoả:

$$V > \frac{kF_H - fF_V}{fz} \quad (9.44)$$

- Trong trường hợp FH lớn, người ta dùng bulông lắp không khe hở hoặc dùng các chi tiết như gờ, then, chốt, ... với các kết cấu như vậy bulông chịu tải trọng có xu hướng tách hở mồi ghép

c. Tính bulông

- Giá trị lực tính toán bulông là giá trị lực lớn nhất có được từ công thức (15.41) và (15.44).

- Ngoài lực xiết V, bulông còn chịu các lực do Fb và Mb. Fb sẽ gây trên bulông lực có giá trị bằng F_b / z . Mb gây trên bulông giá trị lực không đều nhau, hàng bulông nào càng xa trực quay thì chịu lực càng lớn

- Gọi FM_1, FM_2, FM_3, \dots là lực do Mb gây nên tại các bulông cách trực X-X một khoảng Y_1, Y_2, Y_3, \dots ta có:

$$F_{M2} = F_{M1} Y_2 / Y_1$$

$$F_{M3} = F_{M1} Y_3 / Y_1$$

...

Điều kiện cân bằng moment:

$$M_b = z_1 F_{M1} Y_1 + z_2 F_{M2} Y_2 + z_3 F_{M3} Y_3 + \dots = (F_{M1} / Y_1) + z_i Y_i^2$$

Suy ra lực FM_1 do Mb:

$$F_{M1} = \frac{M_b Y_1}{z_i Y_i^2} \quad (15.44)$$

Với Mb xác định theo công thức (15.36b)

- Tổng lực tác dụng lên bulông chịu tải lớn nhất :

$$F_{max} = 1,3V + F_b/z + FM_1 \quad (9.45)$$

9.8.4 MỐI GHÉP VÒNG KẸP

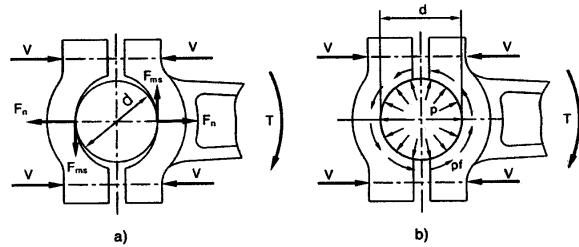
9.8.4.1. Kết cấu và ứng dụng

(Sinh viên tham khảo tài liệu)

9.8.4.2. Tính bền

Mối ghép vòng kẹp được tính toán theo moment xoắn được truyền T hoặc lực dọc trực F_a . Phù thuộc công dụng mối ghép, ta chia làm hai trường hợp.

a. Trường hợp 1 (hình 0.19a)



Hình 9.19

- Các chi tiết lắp có khe hở lớn, khi đó tiếp xúc giữa trực và chi tiết là đường thẳng song song với trực. Điều kiện bền mối ghép:

$$\begin{array}{lll} F_{ms}d & F_nfd & T \\ 2F_nf & F_a & \end{array} \quad (9.46)$$

- Điều kiện cân bằng: $F_n = 2Vz$ (9.47)

thay vào phương trình (15.46) ta có:

$$\begin{array}{lll} 2Vzfd & T \\ 2zVf & F_a & \end{array} \quad (9.48)$$

b. Trường hợp 2 (hình 9.19b)

- Giả thiết áp lực phân bố đều trên bề mặt tiếp xúc. Điều kiện bền mối ghép xác định theo công thức:

$$\begin{array}{lll} pf db \frac{d}{2} & T \\ pf db & F_a & \end{array}$$

Áp lực trên bề mặt ghép xác định theo công thức:

$$F_n = p \cos \frac{d}{2} l d = pdl$$

Phương trình cân bằng trên nữa máy: $2zV = F_n$

Từ đây suy ra: $p = \frac{2zV}{db}$

Thay vào ta được:

$$\begin{aligned} Vfzd &= T \\ 2zVf &= F_a \end{aligned} \quad (9.49)$$

Lực xiết V: $V = \frac{kT}{zfd}$ (9.50)