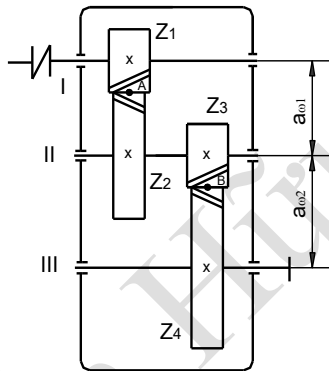


## CÁC ĐỀ THI CHI TIẾT MÁY CHÍNH THỨC 2002-2008

### ĐỀ THI NĂM 2002

**Câu 1** Cho hộp giảm tốc như hình vẽ (hình 1.1)



**Hình 1.1**

- 1.1
  - a) Phân tích lực ăn khớp (điểm đặt lực tại A và B) của các bộ truyền trong HGT nêu trên với chiều quay bất kỳ của trục dẫn I và hướng răng cho như hình vẽ.
  - b) Viết các biểu thức tính giá trị của các lực ăn khớp theo  $T_i$ ,  $n_i$ ,  $d_i$ ,  $\alpha$  và  $\beta_i$  với  $i = 1, 2$ .
  - c) Nêu nhận xét và viết biểu thức xác định tổng lực dọc trục tác dụng trên trục II.
  
- 1.2 Khi thay đổi chiều quay trục dẫn I và hướng răng thì chiều của lực ăn khớp có thay đổi không? Vì sao?  
 Hãy chọn hướng răng trên các bánh răng sao cho hợp lý nhất? Viết biểu thức xác định lực dọc trục tác dụng trên trục II.
  
- 1.3 Khi chiều của các lực này thay đổi thì sức bền của trục và ổ lăn có bị ảnh hưởng không? Vì sao?

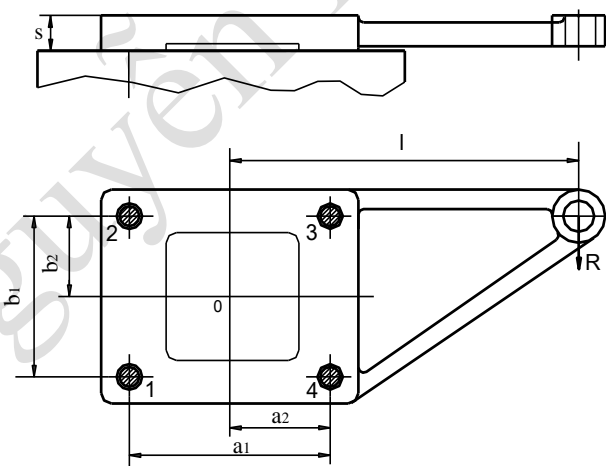
Khi tính sức bền trục nên tính cho trường hợp nào nếu chiều quay thay đổi?

- 1.4 Vì sao lại xuất hiện lực phụ trong khớp nối. Cách xác định lực này và giải thích tại sao lại chọn chiều lực thay đổi khi tính trục và chọn ổ lăn.

## Câu 2

- 2.1 Nêu nguyên tắc chung chọn vật liệu và độ rắn mặt răng khi thiết kế bánh răng và các cặp bánh răng khác nhau trong một HGT.
- 2.2 Phân tích các chỉ tiêu tính toán thiết kế bộ truyền đai dẹt. Để đảm bảo tuổi thọ của bộ truyền đai khi tính đai theo khả năng kéo cần lưu ý những vấn đề gì?
- 2.3 Cho trục chịu tải như hình vẽ (trục trung gian ở đồ hình 1.1).
- Vẽ dạng biểu đồ mô men uốn và mô men xoắn của trục.
  - Tại sao khi thiết kế trục cần phải tính trục theo hệ số an toàn?
  - Nêu các giải pháp khi trục không đảm bảo hệ số an toàn ( $s < [s]$ ).

**Câu 3** Cho kết cấu có kích thước như hình vẽ (hình 1.2), biết:  $a_1 = 300\text{mm}$ ;  $a_2 = 240\text{mm}$ ;  $b_1 = 450\text{mm}$ ;  $b_2 = 390\text{mm}$ ;  $s = 20\text{mm}$ ;  $L = 350\text{mm}$ ;  $R = 8000\text{N}$ .



**Hình 1.2**

Dùng 4 bu lông đánh số 1, 2, 3 và 4. Bu lông bằng thép C30 có  $[\sigma_k] = 240\text{MPa}$ ; hệ số ma sát giữa giá đỡ và nền bê tông là  $f = 0,15$ ; ng suất dập 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  $k = 1,5$ .

- 3.1 a) Xác định đường kính cần thiết của bu lông cho 2 phương án: bu lông lắp không khe hở và bu lông lắp có khe hở.  
b) Trong ren kẹt chặt nên dùng loại ren gì? Vì sao?
- 3.2 Kiểm tra độ bền dập của nền xi măng. Nếu  $\sigma_d < [\sigma_d]$  thì giải quyết ra sao?
- 3.3 Xác định tải trọng lớn nhất tác dụng lên mỗi ghép nếu sử dụng bu lông lắp có khe hở.
- 3.4 a) Khi tải trọng ngoài thay đổi từ  $R_{\min}$  đến  $R_{\max} < R$  thì có cần tính lại kích thước bu lông không? Tại sao?  
b) Trong trường hợp nào cần kiểm tra bu lông theo độ bền mỏi?  
c) Nêu các giải pháp chống hiện tượng tự tháo lỏng trong mỗi ghép ren.

### **Ghi chú**

- a) Có thể sử dụng công thức sau để tính đường kính ngoài ren bu lông (khi không có các bảng tra các thông số đường kính ren):  $d = d_1 + 2 \cdot h$  với  $h = 0,54p$ .  $p$  là bước ren (với bu lông có đường kính đến 30mm, có thể lấy  $p$  theo dãy sau: 2,5; 2,0; 1,5; 0,75 và 0,5mm).
- b) Dãy tiêu chuẩn các đường kính bu lông: (dãy 1): M8p; M10p; M12p; M16p; M18p; M20p; M30p...).

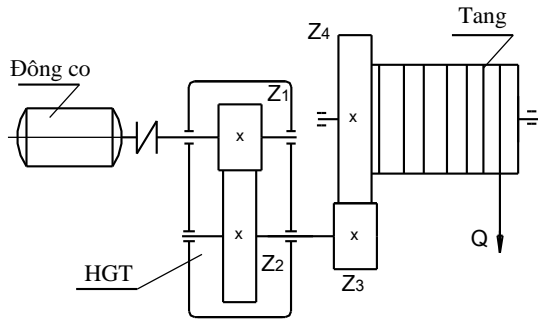
## **ĐỀ THI NĂM 2003**

### **Câu 1**

- 1.1 Chứng minh rằng trong truyền động trục vít, ngoài trượt biên dạng còn có trượt dọc ren với vận tốc trượt lớn.
- 1.2 Ảnh hưởng của trượt dọc ren đến khả năng làm việc và dạng hỏng của truyền động trục vít.
- 1.3 Nêu các giải pháp trong thiết kế và sử dụng để giảm ma sát, mài mòn răng bánh vít.

### **Câu 2**

- 2.1 Cho hệ dẫn động như hình vẽ (hình 1.3), trong đó cặp bánh răng  $Z_1/Z_2$  đặt trong hộp kín và cặp  $Z_3/Z_4$  đặt bên ngoài (không được bôi trơn).



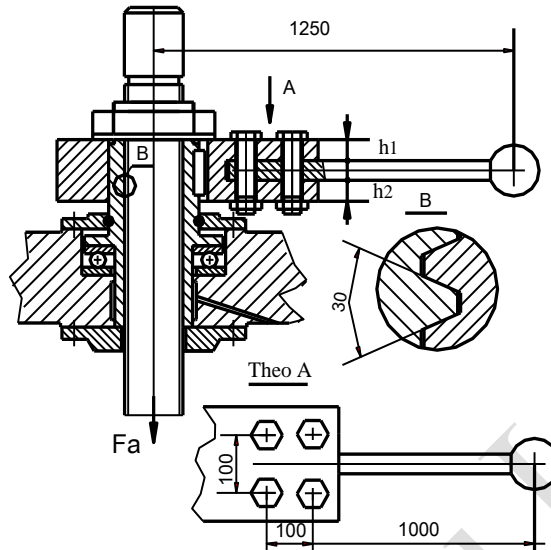
Hình 1.3

- Các cặp bánh răng trên được thiết kế theo chỉ tiêu sức bền nào? Vì sao? Chứng tỏ rằng các ứng suất tiếp và ứng suất uốn đều thay đổi có chu kỳ?
- Viết công thức và nêu ý nghĩa của các hệ số  $Z_H$  và  $Z_\epsilon$  trong công thức kiểm nghiệm răng theo độ bền tiếp xúc, từ đó suy ra giải pháp để cải thiện sức bền của bánh răng.
- Nêu ý nghĩa và phân tích các yếu tố ảnh hưởng của hệ số  $K_{H\beta}$  và  $K_{F\beta}$  trong công thức tính bánh răng theo độ bền tiếp xúc và theo độ bền uốn. Nêu các giải pháp để tải trọng phân bố đều trên chiều dài đường tiếp xúc.

2.2 Một khách hàng mang đến một bánh trụ răng thẳng đã bị hỏng (do mòn; tróc rỗ bề mặt hay do răng bị gãy...) và đề nghị thiết kế lại để chế tạo bánh răng mới thay thế bánh răng bị hỏng trên.

- Để chế tạo bánh răng mới thay thế bánh răng bị hỏng thì cần phải xác định những thông số nào của bánh răng.
- Để xác định các thông số đó, cần phải đo những kích thước nào của bánh răng?

**Câu 3** Cho kết cấu tay quay để tạo lực như hình 1.4. Biết lực dọc trục tác động lên vít me là  $F_a = 75.000\text{N}$ ; vít có số đầu mỗi  $z = 1$ ; bước ren  $p = 8$ ; các đường kính  $d = 55\text{mm}$  và  $d_2 = 51\text{mm}$  và ren thang có  $\alpha = 30^\circ$ . Mayơ, tay đòn và bu lông đều bằng thép có  $\sigma_{ch} = 220\text{MPa}$ ; hệ số ma sát giữa vít bằng thép và đai ốc bằng đồng là  $f = 0,15$ . Không kiểm tra lực xiết; tải trọng ngoài không đổi và chọn  $[n] = 6$ .



Hình 1.4

- 3.1 Chứng minh rằng truyền động trục vít me – đai ốc có khả năng tự hãm. Hiệu suất truyền động  $\eta = 0,3$ .
- 3.2 Xác định tỷ số truyền qui ước.
- 3.3 Xác định lực tác dụng lên tay đòn quay.
- 3.4 Xác định đường kính bu lông để ghép tay đòn với mayơ theo 2 phương án lắp không khe hở và lắp có khe hở với chiều dày  $h_1 = h_2 = 8\text{mm}$ .  
Nêu nhận xét và chọn phương án sử dụng? Vì sao?

**Ghi chú**

- a) Có thể sử dụng công thức sau để tính đường kính ngoài ren bu lông (khi không có các bảng tra các thông số đường kính ren):  $d = d_1 + 2.h$  với  $h = 0,54p$ .  $p$  là bước ren (với bu lông có đường kính đến 30mm, có thể lấy  $p$  theo dãy sau: 2,5; 2,0; 1,5; 0,75 và 0,5mm ).
- b) Dãy tiêu chuẩn đường kính bu lông (dãy 1): M8p; M10p; M12p; M16p; M18p; M20p; M30p...).

**ĐỀ THI NĂM 2004**

**Câu 1**

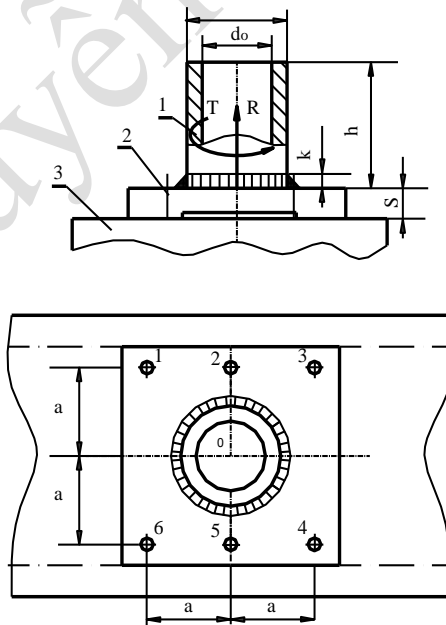
- 1.1. Các dạng tiếp xúc và các thông số đặc trưng về điều kiện làm việc của các bề mặt đôi tiếp đã gặp trong tính toán chi tiết máy.

- 1.2. Viết biểu thức tính đại lượng đặc trưng về điều kiện chịu tải khi hai mặt tiếp xúc nhau và nêu giới hạn sử dụng công thức đó.
- 1.3. a) Tại sao ma sát và mòn trong ổ đĩa trụ lại nhỏ hơn trong ổ bi.  
 b) Chứng minh rằng khi vòng trong quay thì tuổi thọ của ổ lăn lớn hơn khi vòng ngoài quay (minh họa bằng hình vẽ tần số thay đổi ứng suất trên vòng ổ).  
 Yếu tố này được xét đến khi tính ổ như thế nào?

## Câu 2

- 2.1 a) Các loại tải trọng tác dụng trên chi tiết máy (định nghĩa). Trong tính toán cần phân biệt những loại tải trọng gì? Cho thí dụ minh họa.  
 b) Tính ứng suất cho phép ứng với các trường hợp: chi tiết máy chịu ứng suất không đổi, ứng suất thay đổi ổn định và không ổn định. Ý nghĩa của hệ số tuổi thọ  $K_N$ .
- 2.2 Viết và giải thích ý nghĩa các đại lượng trong công thức tính hệ số tuổi thọ  $K_{HL}$  và  $K_{FL}$  khi xác định ứng suất cho phép trong truyền động bánh răng. Các giá trị giới hạn của  $K_{HL}$  và  $K_{FL}$ .

## Câu 3 Cho kết cấu như hình vẽ (Hình 1.5)



Hình 1.5

3.1. Ống 1 được hàn với tấm 2 có chiều dày  $s_1 = 8\text{mm}$  bằng mối hàn có cạnh hàn  $k$  như hình vẽ; hàn tay, dùng que hàn E42. Vật liệu ống và giá 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  $R = 40000\text{N}$  và mômen  $T = 1,75 \cdot 10^6\text{Nmm}$ . Ống có đường kính ngoài  $d = 100\text{mm}$ , đường kính trong  $d_o = 68\text{mm}$  và chiều cao  $h = 200\text{mm}$

a) Xác định kích thước cạnh hàn  $k$

- b) - Có thể thay kết cấu mối hàn đã cho bằng mối hàn chữ K được không?  
 - Vẽ kết cấu mối hàn chữ K và tính kiểm nghiệm mối hàn (hàn giáp mối)  
 - Có nên thay thế mối hàn đã cho bằng mối hàn chữ K không? vì sao?

c) Trình bày phương pháp tính mối hàn khi tải trọng thay đổi từ  $R_{Min} = 0$  đến  $R_{Max} = R$  và  $T = \text{const}$

Xác định hệ số giảm ứng suất cho phép  $\gamma$  và ứng suất cho phép, biết hệ số tập trung ứng suất  $k_t = 2,5$ .

3.2 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 bu lông có sơ đồ như hình vẽ và kích thước  $a = 100\text{mm}$ .

a) Xác định đường kính bu lông (dùng bu lông lắp có khe hở) để kẹp chặt tấm 2 với giá với điều kiện: Hệ số an toàn khi xác định lực xiết chặt  $k = 1,5$ , bu lông 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  $\lambda$ ).

b) Trình bày phương pháp tính bu lông khi:

- Tải trọng  $R$  thay đổi từ  $R_{Min} = 0$  đến  $R_{Max} = R$  và  $T = \text{const}$ .  
 - Tải trọng  $R = \text{const}$  và  $T$  thay đổi từ  $T_{Min} = 0$  đến  $T_{Max} = T$ .

### Chú thích

Kích thước các yếu tố của mối ghép bu lông được chọn theo đường kính ngoài của ren như sau:

Đường kính đỉnh ren	M12	M16	M20	M24
Kích thước trong $d_1$ (mm)	10,106	13,385	17,294	20,752
Chiều cao đai ốc $H$ (mm)	10	14	16	19
Kích thước chia vặn $S$ (mm)	19	24	30	36
Chiều dày đệm $h_0$ (mm)	3	3,5	4,5	5,5

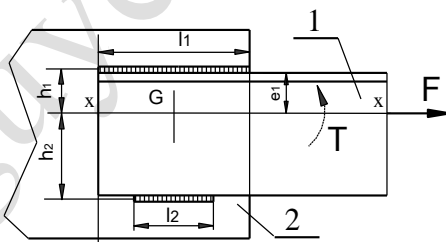
**ĐỀ THI NĂM 2005****Câu 1**

- 1.1. a) Trình bày những nguyên tắc về chọn vật liệu khi tính toán thiết kế chi tiết máy.  
 b) Những nguyên tắc đó thể hiện trong việc chọn vật liệu chế tạo trục vít và bánh vít như thế nào?

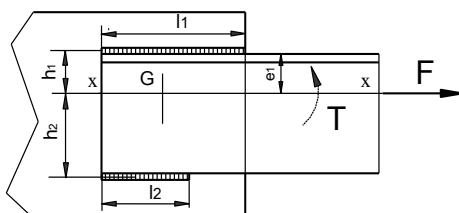
Vì sao vật liệu vành răng bánh vít được chọn phụ thuộc vào vận tốc trượt.

- 1.2 a) Nêu các đặc điểm tính toán thiết kế chi tiết máy.  
 b) Vì sao phải tiến hành thiết kế chi tiết máy theo hai bước: Tính thiết kế và tính kiểm nghiệm.  
 c) Lấy 3 ví dụ cho ba chi tiết khác nhau để giải thích thêm về đặc điểm này.  
 d) Với các kích thước và thông số thu được trong bước tính thiết kế, khi kiểm nghiệm không đạt yêu cầu cần xử lý như thế nào?  
 e) Lấy 3 ví dụ cho 3 loại chi tiết khác nhau và nêu các giải pháp có thể sử dụng nếu trong bước tính kiểm nghiệm không đạt yêu cầu.

**Câu 2** Cho kết cấu mối ghép hàn (hình 1.6a), để hàn chi tiết 1 (thanh thép L90×90×9, diện tích mặt cắt  $A = 14\text{cm}^2$ ) hàn với tấm 2 có chiều dày  $\delta = 12\text{mm}$ . Vật liệu của 2 chi tiết bằng thép CT3 có  $[\sigma]_k = 160\text{MPa}$ , hàn bằng tay với que hàn 42A.



**Hình 1.6a**

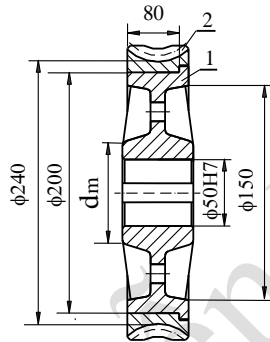


**Hình 1.6b**

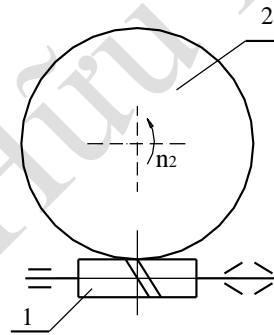


- 2.1 Xác định chiều dài mỗi hàn dọc  $l_1$  và  $l_2$  khi mỗi ghép chịu tải trọng dọc trục  $F(N)$ .  
 Biết khoảng cách  $e_1 = 25,1\text{mm}$ , cạnh hàn  $k$  và  $[\tau]'$ .
- 2.2 Xác định kích thước cạnh hàn “ $k$ ” khi mỗi ghép đồng thời chịu tải trọng  $F = 6 \cdot 10^4\text{ N}$  và  $T = 3,5 \cdot 10^6\text{ Nmm}$ ; chiều dài cạnh hàn  $l_1 = 155\text{mm}$  và  $l_2 = 60\text{mm}$ , khoảng cách từ trọng tâm tiết diện mỗi hàn đến đường tâm trục  $x-x$  là  $h_1 = 27\text{mm}$  và  $h_2 = 67\text{mm}$  và ứng suất cho phép của mỗi hàn  $[\tau]' = 105\text{MPa}$ .
- 2.3 Nếu thay đổi kết cấu mỗi hàn như phương án hình 1.6b. Theo bạn phương án nào hợp lý hơn, vì sao? (không cần tính cụ thể).

**Câu 3** Cho bộ truyền động trục vít (hình 1.7a). Biết  $n_1 = 930$  vòng/phút;  $u = 20$ ;  $m = 6,3\text{mm}$ ;  $q = 12,5$  và  $z_1 = 2$ , mômen trên trục bánh vít  $T_2 = 300000\text{Nmm}$ .



Hình 1.7a



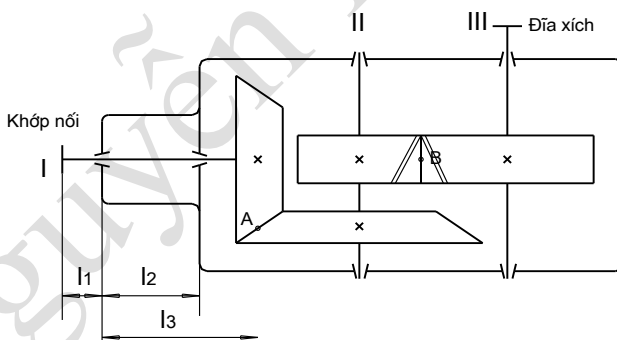
Hình 1.7b

- 3.1 a) Xác định trị số (chỉ lấy phần nguyên của giá trị lực) và chiều các lực ăn khớp xuất hiện trên bề mặt ren trục vít và răng bánh vít theo sơ đồ hình 1.7a (bỏ qua lực ma sát).  
 b) Khi trục vít quay theo chiều ngược lại, các lực này có thay đổi không? Vì sao?
- 3.2 a) Xác định độ dôi để lắp vành răng bánh vít với thân khi truyền tải trọng trên, biết:  
 - Vành bánh vít bằng đồng thanh lắp với thân bánh vít bằng gang ( $E_2 \approx E_1 = 105\text{MPa}$ ;  $\mu_1 \approx \mu_2 = 0,3$ ).  
 - Các kích thước bề mặt ghép cho trên hình 1.7b  
 - Bề mặt ghép được gia công với nhám bề mặt  $R_{z1} = 3,2\mu\text{m}$  và  $R_{z2} = 6,3\mu\text{m}$ ,  $f = 0,05$  và hệ số an toàn  $k = 1,7$ .  
 b) Độ dôi mỗi ghép được xác định khi bánh vít quay theo chiều nào? Vì sao?

**ĐỀ THI NĂM 2006****Câu 1**

- 1.1 Các thông số và yêu cầu cơ bản của truyền động công suất là gì (truyền động cơ khí)?
- 1.2 a) Viết công thức tính lực căng trên các nhánh đai:  $F_1$ ;  $F_2$ ; Viết công thức xác định mối quan hệ của  $F_t$  và  $F_0$  với góc ôm  $\alpha_1$ , hệ số ma sát  $f$  (bỏ qua lực căng do lực ly tâm). Từ đó suy ra giải pháp nâng cao khả năng tải bộ truyền đai.
- b) Vì sao đai có thể bị phá hỏng do mỏi. Viết công thức tính ứng suất max và min (bỏ qua ứng suất do lực ly tâm gây ra). Nêu các yếu tố ảnh hưởng đến tuổi thọ của bộ truyền đai.
- 1.3 a) Nêu và phân tích nguyên nhân dẫn đến tỷ số truyền thay đổi trong bộ truyền đai, xích và bánh răng.
- b) Ảnh hưởng của tỷ số truyền thay đổi đến khả năng làm việc của bộ truyền và các giải pháp khắc phục (nếu có).

**Câu 2** Cho sơ đồ hộp giảm tốc Côn – Trụ ( hình 1.8).



**Hình 1.8**

- 2.1 a) Đặt lực ăn khớp tại các điểm A và B.
- b) Viết biểu thức và tính giá trị (chỉ lấy phần nguyên) các lực ăn khớp trên cặp bánh côn răng thẳng biết:  $T_1 = 150000\text{Nmm}$ ;  $d_{m1} = 150\text{mm}$ ;  $\delta_1 = 13^\circ$ .
- 2.2 Có bao nhiêu phương án bố trí gối đỡ trục cho trục có lắp bánh răng côn dẫn. Vẽ các sơ đồ bố trí gối đỡ trục đã nêu.

- 2.3 Cho biết:  $l_1 = 50\text{mm}$ ;  $l_2 = 120\text{mm}$  và  $l_3 = 200\text{mm}$  (xem sơ đồ hình 1.8); Đầu vào lắp khớp nối vòng đàn hồi có  $D_0 = 100\text{mm}$  (đường kính qua tâm chốt vòng đàn hồi).
- Xác định giá trị  $F_{k\min}$  và  $F_{k\max}$  (chỉ lấy phần nguyên) và xác định phương chiều của lực  $F_k$  (lực do khớp gây ra).
  - Tính các phản lực gối tựa trực vào HGT cho sơ đồ bố trí như hình 2 với  $F_{k\max}$  (chỉ tính cho phương án khi  $F_{k\max}$  ngược chiều với  $F_t$ ).
  - Xác định tải trọng qui ước  $Q$  cho ổ lắp theo sơ đồ trên hình 1.8 (sơ đồ chữ "O") biết: sử dụng ổ đĩa côn có  $\alpha = 26^\circ$  và  $V = 1$ ;  $K_d = K_t = 1$ . (Ghi chú: Nếu  $F_a / VFr > e$ , lấy  $X = 0,40$  và  $Y = 0,45\cot\alpha$ )
- 2.4
- Tính sơ bộ đường kính trục vào HGT, biết  $[\tau] = 20\text{MPa}$ .
  - Chọn đường kính các đoạn trục có lắp khớp nối, ổ lăn và bánh răng, biết đường kính trục động cơ điện  $d_{dc} = 42\text{mm}$ . Đường kính các đoạn trục cần thỏa mãn những yêu cầu gì? (Biết dãy tiêu chuẩn đường kính thân trục: ...30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45...).
  - Vẽ kết cấu trục cho phương án đã chọn (chỉ vẽ hình dáng mà không cần tỷ lệ).
- 2.5 Sử dụng mối ghép then bằng có kích thước  $12 \times 8 \times 1$  để truyền mô men  $T_1 = 150000\text{Nmm}$ . Biết đường kính trục  $d = 38\text{mm}$ ; chiều sâu rãnh then trên trục và trên bạc:  $t_1 = 5\text{mm}$  và  $t_2 = 3,3\text{mm}$ ; vật liệu then có  $[\sigma_d] = 100\text{MPa}$  và  $[\tau] = 40\text{MPa}$ . (Biết chiều dài tiêu chuẩn của then bằng: ...28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70...).
- Xác định chiều dài then và chiều dài may ơ bánh răng côn lắp trên trục.
- 2.6 Nếu thay cặp bánh răng côn thẳng bằng cặp bánh răng cong thì nên chọn hướng răng như thế nào? Vì sao?

## ĐỀ THI NĂM 2007

### Câu 1

- 1.1
- Thế nào là trục trơn, trục bậc. Trong thực tế loại trục nào được sử dụng nhiều hơn, lấy 2 ví dụ mỗi loại để minh họa.
  - Nêu và phân tích ưu nhược điểm của trục trơn và trục bậc
  - Nêu các giải pháp để khắc phục những nhược điểm của trục bậc trong thiết kế kết cấu để nâng cao tính công nghệ trong chế tạo trục và các chi tiết lắp trên trục.

- 1.2 a) Viết biểu thức tính giá trị của biên độ ứng suất và ứng suất trung bình khi trục quay 1 chiều, biết  $M_u = 150000\text{Nmm}$ ;  $T = 750000\text{Nmm}$ ; trục có đường kính  $d = 45\text{mm}$ ; then có kích thước  $b = 14\text{mm}$  và  $t_1 = 5,5\text{mm}$ .

Vẽ đồ thị về sự thay đổi của ứng suất uốn ( $\sigma_u$ ) và ứng suất xoắn ( $\tau$ ) trong một chu trình thay đổi ứng suất.

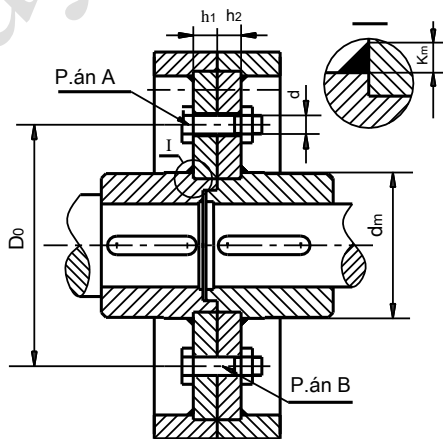
- b) Viết công thức tính kiểm nghiệm trục theo hệ số an toàn, biết  $S_\sigma$  và  $S_\tau$ .

- Nêu các giải pháp khi  $S < [S]$ .

- Trường hợp trục quay 2 chiều, tính toán trục theo độ bền mỏi có gì thay đổi so với trường hợp trục quay một chiều? Vì sao?

## Câu 2

- 2.1 a) Nêu các đặc điểm chính của nối trục chặt, nối trục bù và nối trục đàn hồi là gì?
- b) Nêu nguyên nhân dẫn đến sự xuất hiện lực hướng tâm tác dụng lên trục khi sử dụng nối trục? Các giải pháp khắc phục nếu có.
- c) Cách xác định trị số và phương chiều của lực  $F_k$  trong tính toán trục và chọn ổ. Lấy ví dụ để minh họa điều vừa nêu là đúng.
- 2.2 Cho nối trục đĩa có kết cấu như hình 1.9, biết mô men xoắn tác dụng lên trục  $T = 1400\text{Nm}$ ; số bu lông  $z = 6$ ; đường kính qua tâm bu lông  $D_0 = 260\text{mm}$ ; Chiều dày đĩa  $h_1 = 10\text{mm}$  và  $h_2 = 12\text{mm}$ . Bu lông làm bằng thép C30 có  $\sigma_{ch} = 260\text{MPa}$  tương ứng với  $[\sigma_k] = 100\text{MPa}$ ;  $[\tau_c] = 125\text{MPa}$  và  $[\sigma_d] = 240\text{MPa}$ ; hệ số ma sát trên bề mặt tiếp xúc  $f = 0,15$  và hệ số an toàn  $s = 1,5$ .



Hình 1.9

- a) Xác định chiều dày cạnh hàn  $k_m$  để hàn đĩa vào may  $\sigma$ , biết:  $d_m = 180\text{mm}$ . Hệ số tập trung tải trọng theo chiều dài cạnh hàn là 3 (chỉ có 1/3 chiều dài cạnh hàn chịu lực). Tải trọng tĩnh, hàn tay, dùng que hàn E42, đĩa bằng thép có  $[\sigma_k] = 157\text{MPa}$ .
- b) Xác định đường kính bu lông để lắp 2 nửa nối trục theo 2 phương án:  
 - Lắp có khe hở (Phương án A).  
 - Lắp không khe hở (Phương án B).
- c) Dựa vào kết quả tính toán và kích thước nối trục đã cho để quyết định phương án sử dụng cho hợp lý, vì sao?
- d) Ngoài phương án đã cho trong hình vẽ, còn có thể dùng các phương án nào khác để đảm bảo độ đồng tâm giữa 2 đầu trục nối.
- e) Nếu sử dụng 3 bu lông tinh vừa để định tâm vừa để truyền lực và 3 bu lông có khe hở lắp xen kẽ nhau để nối 2 nửa khớp trục. Theo bạn thì:  
 - Có thể thực hiện được không? Vì sao?  
 - Nếu thực hiện được thì nêu phương pháp xác định đường kính bu lông cho mỗi ghép hỗn hợp nói trên. Giả thiết là đĩa có đủ độ cứng và chiều dày đủ lớn đảm bảo độ bền cắt và độ bền đập của bu lông; Các bu lông có cùng đường kính.

**Ghi chú:** Dãy tiêu chuẩn ren hệ mét:

$d$  M8; M10; M12; M16; M20; M24; M27;...

$d_i$  6,647; 8,376; 10,106; 13,835; 17,924; 20,752; 23,752;...

## ĐỀ THI NĂM 2008

### Câu 1

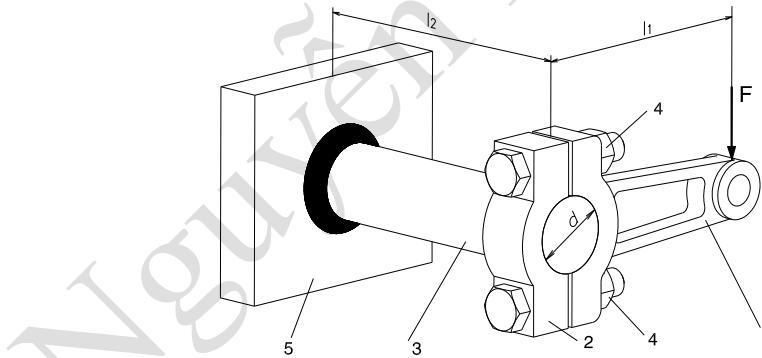
- 1.1 Thế nào là bánh răng trụ tương đương với bánh răng côn. Xác định các thông số của bánh răng trụ tương đương khi thay thế qua tiết diện trung bình. Biết các thông số của cặp bánh răng côn  $Z_i$ ,  $m_e$ ,  $b$  và  $\delta_i$ .
- 1.2 Nếu thay thế qua tiết diện khác (ví dụ qua tiết diện đáy lớn với  $m_e$ ) thì kết quả tính toán sức bền có thay đổi không? Vì sao? Xác định các thông số của bánh răng trụ tương đương qua tiết diện đáy lớn.
- 1.3 Chứng minh rằng ứng suất tiếp xúc hoặc ứng suất uốn không thay đổi trên chiều dài răng và vì vậy có thể tính sức bền răng ở bất cứ tiết diện nào. Và để đơn giản, ta tính qua tiết diện trung bình của răng.

- 1.4 Hệ số 0,85 trong các công thức tính sức bền bánh côn răng thẳng có ý nghĩa gì? Vì sao?

### Câu 2

- 2.1 Công dụng của HGT trong hệ thống dẫn động máy.
- 2.2 Nêu những ưu nhược điểm của HGT khai triển thường. Các giải pháp để khắc phục khi thiết kế các chi tiết (bánh răng, trục...) trong HGT khai triển thường.
- 2.3 Có bao nhiêu phương án bố trí bánh răng trong sơ đồ HGT 2 cấp dạng khai triển hoặc đồng trục nếu sử dụng các bánh răng trụ thẳng và nghiêng. Hãy nêu các phương án bố trí có thể. Trong những trường hợp nào nên sử dụng các phương án bố trí tương ứng. Cần chú ý gì khi chọn hướng răng trong trường hợp sử dụng toàn răng nghiêng (cấp nhanh và cấp chậm đều răng nghiêng)?
- 2.4 Khi thiết kế bánh răng trong HGT, giá trị mô đun của các cặp bánh răng nên chọn như thế nào? Vì sao?

**Câu 3** Chi tiết 1 được cố định bằng vòng kẹp 2 trên thanh trụ tròn 3 (đường kính  $d = 60 \text{ mm}$ ) nhờ vào hai bulông 4 (hình 1.10).



**Hình 1.10**

Thanh trụ tròn được cố định với thân máy 5 bằng mối hàn góc, đường kính hình trụ tại mỗi hàn là  $D = 80 \text{ mm}$ . Cho biết  $l_1 = 400 \text{ mm}$ ,  $l_2 = 200 \text{ mm}$ .

Hệ số ma sát giữa trục và vòng kẹp  $f = 0,20$ , hệ số an toàn khi xiết chặt với tải trọng tĩnh  $k = 1,3$ . Vòng kẹp mềm hình dạng bề mặt tiếp xúc có dạng trụ và áp lực  $p$  phân bố đều trên bề mặt tiếp xúc. Tải trọng không đổi tác dụng  $F = 3000 \text{ N}$ , bỏ qua khối lượng của chi tiết.

- 3.1 Xác định lực xiết cần thiết  $V$  trên mỗi bulông ?
- 3.2 Xác định đường kính bulông nếu vật liệu bulông là thép có cấp bền 8.8 (giới hạn chảy  $\sigma_{ch} = 640$  MPa, hệ số an toàn  $s = 2,5$ ).
- 3.3 Xác định chiều dày cạnh hàn  $k_m$  để hàn trực 3 vào thân 5. Hệ số tập trung tải trọng theo chiều dài cạnh hàn là 3 (chỉ có 1/3 chiều dài cạnh hàn chịu lực). Tải trọng tĩnh, hàn tay, dùng que hàn E42, thân và trục đều bằng thép có  $[\sigma_k] = 157$ MPa.
- 3.4 Khi tải trọng ngoài thay đổi có cần tính lại đường kính bu lông và mối ghép hàn không? Vì sao?

Biết dãy tiêu chuẩn ren hệ mét:

$d$  M8; M10; M12; M16; M20; M24; M27;...

$d_1$  6,647; 8,376; 10,106; 13,835; 17,924; 20,752; 23,752;...