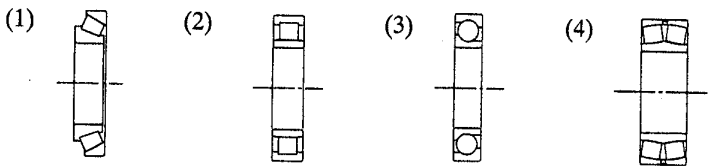


系所別： 機械工程學系 戊組 科目： 機械設計

務請在答案卷上寫明題號

一、選擇題：10分 (每題2分)

- 當您設計時選擇編號為 22220 軸承時，發現其基本額定動負荷無法達到壽命的要求，但卻不能變動軸承的型式、內徑與外徑時，則您會選擇下列那個軸承來增加壽命，(1) 22320; (2) 22230; (3) 23220; (4) 32220 ?
- 一金屬圓棒承受拉力負載時，如果在負載、材料等條件皆不改變，且忽略材料強度之尺寸因素的狀況下，所要求安全係數提高為原來的兩倍時，則圓棒的直徑至少應該變為原來的幾倍？(1) 8; (2) 4; (3) 2; (4)  $\sqrt{2}$
- 下列那種軸承可以承受雙方向的軸向力，



- 台灣交流電頻率為 60 Hz，中國則採用 50 Hz 頻率。如果將配置一交流感應馬達之設備運往中國，且必須維持設備原有運轉速度，則設備減速機構之減速比 ( $u, u > 1$ ) 應改為原有的 (1) 1.2 倍; (2) 0.83 倍; (3) 1 倍; (4) 以上皆非。
- 一要達成輕量化結構，若負載主要為彎曲力矩，請問應選用那一斷面之型鋼做為結構之梁

- (1) ; (2) ; (3) ; (4)

二、簡答題 (部份含選擇)：30分

- 在一運轉機器中，有一元件分析其受力情形如圖 1 所示，可表示為一水平 I 型樑 (一端為固定端，另一端為自由端)，承受四個負荷— (i)  $F_1$  側向靜態力 (static lateral force); (ii)  $T_1$  往復式扭矩 (repeated and reversed torque); (iii)  $F_2$  往復式軸向力 (repeated and reversed axial force); (iv)  $T_2$  往復式扭矩。  $F_2, T_1, T_2$  三者作用頻率一致，座標軸如圖所示，試問
  - 最易破壞處在點 (A) A; (B) B; (C) C; (D) D; (E) E。(3分)
  - 請參考圖 2，最易破壞點之承受應力型式為 (A), (B), (C), (D) 或 (E)? (3分)
  - 判定此元件是否破壞將會用到的破壞理論有 (A) distortion energy theory // Soderberg criterion; (B) maximum normal stress theory // Soderberg criterion; (C) Soderberg criterion; (D) maximum shear stress theory; (E) distortion energy theory. (3分)
  - 請說明 (並定義) 破壞理論中的 maximum shear stress theory。(6分)

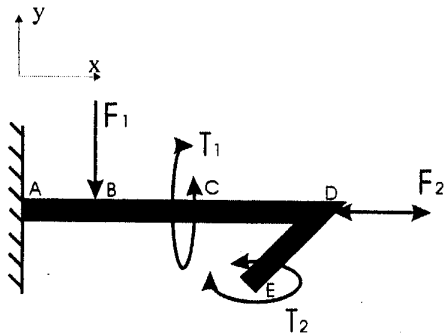


圖1: 元件受力示意圖。

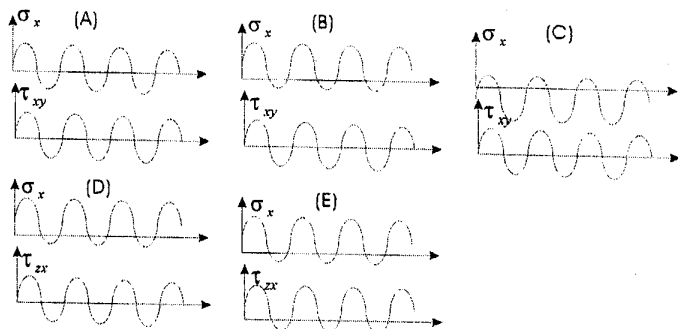


圖2: 題6-2之應力圖。

- 右圖為傳動軸表面元素的應力狀態，請以 Mohr's Circle 方法求出主軸應力 (Principal stresses  $\sigma_1, \sigma_2$ )、最大剪應力 (maximum shear stress  $\tau_{max}$ ) 與主軸位置傾角 (angle of inclination of principal plane  $\phi_p$ ，以  $\arctan$  表示即可)。(5分)  $\sigma = 48 \text{ N/mm}^2$ 

注意答案卷上之 Mohr's Circle 必須註明相關之橫軸與縱軸名稱，並標示主軸應力、最大剪應力與主軸位置傾角。
- 某一儀器需要產生往復式運動的輸出，而運動輸入為由步進馬達所產生之旋轉運動。請您舉出兩種可以解決此問題之可行的機構。同時請您在答案卷上繪出您的設計簡圖。(5分)

注：背面有試題

系所別: 機械工程學系 戊組 科目: 機械設計

9. 圖 3 為一真空設備之視窗蓋設計，密封件採用 O 型環以達成氣密的要求。現在因 O 型環老化龜裂，需要更換新的 O 型環。由於維修單位管理不良，相關資料不足，無法確認實際規格，因此請您協助處理此一問題。維修單位已經量測出凹槽相關重要尺寸，見 x 視圖。同時資材部門（庫房）亦提供相關庫存之 O 型環規格，見表。請您就現有尺寸挑選合適 O 型環，並請說明您的理由。（5 分）

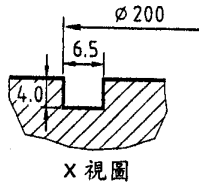
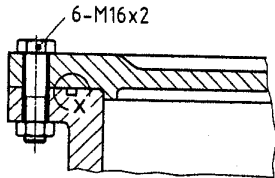


圖3: 真空設備之視窗蓋設計

編號	A	B	C	D	E
D [mm]	187	184	190	192	187
d [mm]	5	8	5	4	6.5

三、計算分析題：60 分

10. 軸承選用

- 10-1. 請簡要說明軸承的功能? 寫出七種滾動軸承(rolling contact bearing)，並簡要陳述個別軸承主要功能差異。(9分)

10-2. 查閱軸承型錄時會看到如下表之數據

Bearing number	Nominal bearing dimensions				Preferred shoulder diameter		Bearing weight (g)	Basic static load rating, $C_0$ (N)	Basic dynamic load rating C (N)
	d (mm)	D (mm)	B (mm)	r (mm)	shaft (mm)	house (mm)			
6215									
.....									
.....									
6315									
.....									
.....									

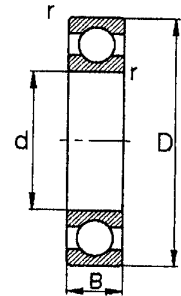


圖4: 滾珠軸承

請回答下列問題（6分，或許以繪圖方式作說明較方便）：

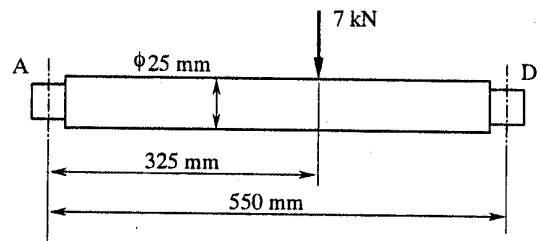
- r 的意義？
- preferred shoulder diameter (在 shaft, 在 house) 的意義；
- 如上列的軸承型號 6215 與 6315 有何相同與不同？

11. A rotating axle supported AISI 1060 cold-drawn in ball bearings at A and D. The axle is loaded by a nonrotating force of 7.0 kN. The minimum ultimate strength is  $S_{ut} = 690$  Mpa. The yield strength is 580 Mpa.

If neglect all the endurance strength modifying factors, answer the following questions:

11-1 What is the endurance strength? (5 分)

11-2 Estimate the life of the part. (20 分)

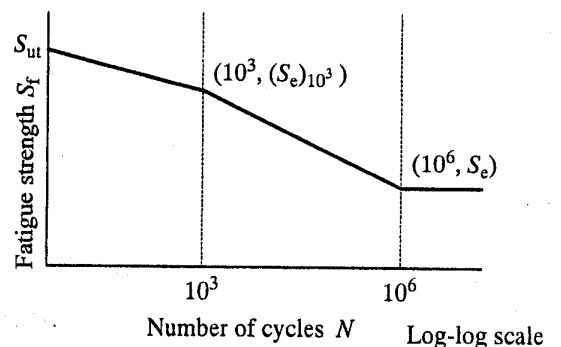


The following equations and diagram are for your convenience. You may or may not want to use it.

$$\sigma'_F = S_{ut} + 345 \text{ MPa}$$

$$(S_f)_N = \sigma'_F (2.0 \times N)^b \quad \text{or} \quad (S_f)_N = a \times N^b$$

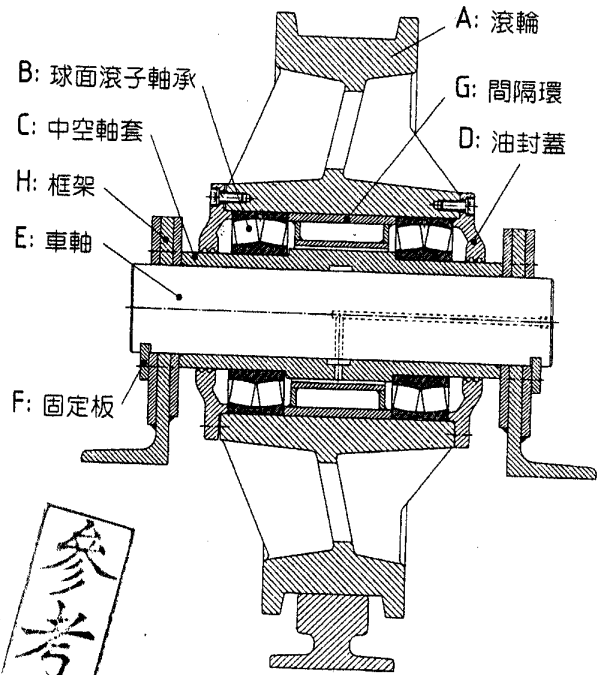
where  $S_f$  is the fatigue strength.



系所別: 機械工程學系 戊組 科目: 機械設計

12. 圖為天車滾輪之設計。圖中滾輪 A 採用兩個相同的球面滾子軸承 B 做為支撐軸承，並藉此與軸套 C 結合。軸套設計之目的在使天車滾輪可以快速更換。在此一設計中，滾輪之荷重（包括天車自重以及載重）計 180 kN，但亦受到軸向力之荷重（做為導引天車，方向會改變），最大可達到 10%。工作轉速為 50 rpm，滾輪直徑為 630 mm，滾輪支撐軸承之軸承代號為 22220E，跨距為 186 mm。請完成下列問題

- 12-1. 請計算軸承之壽命  $L_{10h}$  (10 分)。  
 12-2. 請簡單敘述圖中各零件組裝在框架 H 之順序 (5 分)。  
 12-3. 請繪出軸套 C 之零件加工圖，長度比例不拘，不需繪圖框，本題重點在尺度標註，未給之資訊得不標註 (5 分)。圖中重要配合尺寸必須包含公差。軸套左右對稱，基本尺寸：全長 250 mm，外徑肩部長度 138mm，直徑 120 mm；中空孔內徑 60 mm，端面倒角 5 mm；油溝寬 10 mm，深 3 mm，油孔直徑 4 mm；軸孔配合採基孔制，軸套中空孔中心線之幾何公差要求為以兩軸承處為基準，最大雙偏擺值為 0.05；表面粗度：外徑與軸承配合部分採  $R_a = 0.8 \mu m$ ，其他皆採  $R_a = 3.2 \mu m$ 。



Bearing	$F_a / F_r$	
	$\leq e$	$> e$
22220E	1.0	0.67
X	2.84	4.23
Y		

$C = 360 \text{ kN}$

$e = 0.24$

提示

- i. 軸承相關數據如上表。
- ii. 軸承壽命計算可以參考附錄資料。
- iii. 由於滾輪之軸向力會在運轉時改變大小以及方向，因此軸承若承受最大之軸向力時，計算所得的等效負載將為最大 --  $P_{max}$ ，若不受軸向力時，計算所得的等效負載將為最小 --  $P_{min}$ 。在假設軸承所受之負載於  $P_{max}$  與  $P_{min}$  之間以線性方式改變，計算軸承的平均壽命所需的等效負載可為  $P = (P_{min} + 2P_{max}) / 3$ 。

附錄

The standardized calculation method (ISO 281) for dynamically stressed rolling bearings is based on material fatigue (formation of pitting) as the cause of failure. The life formula is:

$$L_{10h} = \frac{n \cdot 10^6}{60} \left( \frac{C}{P} \right)^p$$

where

$L_{10h}$  nominal rating life [in hour]  
 $C$  dynamic load rating [kN]  
 $P$  equivalent dynamic load [kN]  
 $n$  bearing speed [rpm]

$p$  life exponent

By constant bearing speed,  $L_{10h}$  is the **nominal rating life** expressed in hours which is reached or exceeded by at least 90 percent of a large group of identical bearings. The **dynamic load rating**  $C$  [kN] is indicated in the tables for every bearing. With this load an  $L_{10}$  rating life of  $10^6$  revolutions is reached. The **equivalent dynamic load**  $P$  [kN] is a theoretical value. It is a radial load for radial bearings or axial load for axial bearings, which is constant in size and direction.  $P$  yields the same life as the actual load combination.

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

where

$P$  equivalent dynamic load [kN]  
 $F_r$  radial load [kN]  
 $F_a$  axial load [kN]  
 $X$  radial factor  
 $Y$  thrust factor

The life exponent  $p$  differs for ball bearings and roller bearings:

$p = 3$  for ball bearings,  
 $p = 10/3$  for roller bearings.