

投資計畫

注意：

- ・講義で配布したメモ用紙のみ、持ち込み可。電卓使用可（携帯電話等の電卓機能は使用不可）
- ・解答に至る、途中の計算過程も記述すること。
- ・この問題用紙は、左半分が設問、右半分が設計資料となっており、両面に印刷されている。

問題 1

転がり軸受について、下記の設問に答えよ。

- (1) 単列深溝玉軸受 呼び 6312 の基本動定格荷重は 64kN である。回転数 1200rpm で寿命時間 5000 時間の運転を保証するとき、この軸受にかけることができる負荷（動等価ラジアル荷重）を求めよ。なお、荷重の種類に対する補正係数を用いる場合は、荷重係数は 1.0 とする。
- (2) (1)の単列深溝玉軸受 呼び 6312 の内径を mm の単位で答えよ。
- (3) 単列円筒ころ軸受 呼び N212 の基本動定格荷重は 44kN である。回転数 1200rpm で寿命時間 5000 時間の運転を保証するとき、この軸受にかけることができる負荷（動等価ラジアル荷重）を求めよ。なお、荷重の種類に対する補正係数を用いる場合は、荷重係数は 1.0 とする。

問題 2

モジュール 3mm, 工具圧力角 20° , 歯数 32 および 48 の平歯車対について, 以下の設問に答えよ。

- (1) この平歯車対が転位していない標準歯車の場合、中心距離を求めよ。
- (2) この平歯車対を中心距離 122.5mm に取り付けるために転位させる。かみ合い圧力角を求めよ。
- (3) (2)の二つの転位歯車の転位係数をそれぞれもとめよ。ただし、転位係数は、歯車対の歯数の比に逆比例しているものとする。解答には歯数 32 の歯車の転位係数、歯数 48 の歯車の転位係数を区別して記述すること。

問題 3

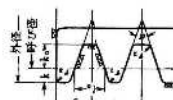
4kWの動力を伝達するVベルト伝動装置がある。駆動側のVプーリーの呼び径を164mm、回転数1200rpm、Vベルト巻掛け角120°、Vベルト-Vプーリー間の接触面の摩擦係数0.2、ベルトの形はB形とし、Vベルトの密度を $1.2 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ 、許容引張応力は1.8MPaとする。ベルトの巻き掛けによる補正、過負荷・衝撃の場合の補正は考慮しなくてよい。以下の設問に答えよ。

- (1) この V ブーリーと V ベルトの見かけの摩擦係数を求めよ。
- (2) この V ベルトの最大許容張力を求めよ。
- (3) この V ベルトの 1 本当たりの伝運動力を求めよ。ただし、V ベルトに作用する遠心力を考慮すること。
- (4) この V ベルト動力伝達装置に必要な V ベルトの本数を求めよ。

Vベルト・Vプーリ設計資料

形	θ 度	断面積 (約mm^2)
M	40	44
A	40	83
B	40	137
C	40	237
D	40	467
E	40	732

Vべルトの断面形状と引張強さ (JIS K 6323-1976 参照)



問題 4

標準平歯車対：

小歯車 (歯数 24, 材料：機械構造用炭素鋼 (鋼), プリネル硬さ H_B 250, 材料の許容曲げ応力 220MPa.)
大歯車 (歯数 75, 回転数 100rpm, 材料：鋳鉄, 材料の許容曲げ応力 110MPa)

において、モジュール 4mm, 圧力角 20°, 歯幅は小歯車, 大歯車ともに 32mm とする。

歯車の曲げ強さによる許容荷重 (基準円上の許容接線方向力) はルイスの式 $P = f_s \sigma_b b m y$ で与えられるものとする。

歯車の面圧強さによる許容荷重 (基準円上の許容接線方向力) は $P = f_s K d_1 b \left(\frac{2Z_2}{Z_1 + Z_2} \right)$ で与えられるものとする。

ここで、 P は許容荷重, f_s は速度係数で $f_s = \frac{3.05}{3.05 + v}$ (ただし、 v は基準円上の周速度で、m/s 単位での数値)。

m は許容曲げ応力, b は歯幅, m はモジュール, y は歯形係数, K は歯面応力係数 (比圧縮係数) であり、かみあう二つの歯車を①, ②としたとき、 d_{10} は歯車①の基準円直径, Z_1 は歯車①の歯数, Z_2 は歯車②の歯数を表す。

以下の設問に答えよ。

- (1) 大歯車の基準円直径を求めよ。
- (2) 大歯車の歯先円直径を求めよ。
- (3) 小歯車の曲げ強さによる許容荷重を求めよ。
- (4) 大歯車の曲げ強さによる許容荷重を求めよ。
- (5) 面圧強さによる許容荷重を求めよ。
- (6) この歯車対の最大伝動力を求めよ。

問題 5

軸受荷重 6000N, 半径すき間 0.1mm, 軸直径 80mm, 軸受長さ 160mm, 回転数 1800rpm, 潤滑油の粘性係数 0.03Pa・s のジャーナル軸受について、以下の設問に答えよ。

- (1) ゾンマーフェルト数を求めよ。
- (2) 最小油膜厚さを求めよ。但し、最小油膜厚さを求めるための偏心率は、設計資料 (ゾンマーフェルト数と偏心率の関係) において、Gumbel の条件から読み取ること。
- (3) このジャーナル軸受で、軸受荷重、回転数、軸受寸法は変えずに、潤滑油のみ、粘性係数が 1/2 の 0.015Pa・s の潤滑油に変えた。この潤滑油を使用したときの最小油膜厚さを求めよ。

問題 6

下記の設問に答えよ。

- (1) 標準歯車 (無転位歯車) を転位することによって得られる効果を 3 つ述べよ。
- (2) JIS の V ベルトの断面の頂角は 40° であるが、V プーリーの溝の頂角は 40° 未満の頂角 (34° ~ 38°) である。V ベルトと溝の頂角が異なる理由を述べよ。
- (3) 鋼球を平らな鋼板にのせて、鋼球と鋼板に垂直な荷重を加える。鋼球と鋼板の接触部の形状を答えよ (長方形、楕円、円などの形状で答えること)。さらに、荷重が 3 倍に増加したとき、接触部の最大接触圧力は何倍になるかを述べよ。

設計資料

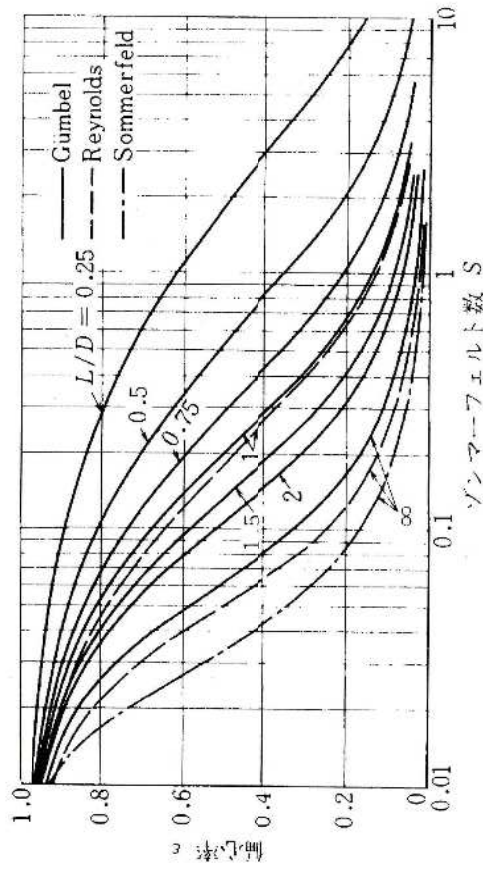
平歯車の歯形係数 y

歯数	圧力角 $\alpha=20^\circ$	圧力角 $\alpha=14.5^\circ$
12	0.277	0.237
13	0.292	0.249
14	0.308	0.261
15	0.319	0.270
16	0.325	0.279
17	0.330	0.288
18	0.335	0.293
19	0.340	0.299
20	0.346	0.305
21	0.352	0.311
22	0.354	0.313
24	0.359	0.313
26	0.367	0.327
28	0.372	0.332
30	0.377	0.334
34	0.386	0.342
38	0.400	0.347
43	0.411	0.352
50	0.422	0.357
60	0.433	0.365
75	0.443	0.369
100	0.454	0.374
150	0.464	0.378
300	0.474	0.385
フック	0.484	0.390

歯面応力係数 (比圧縮係数) K の値

(K の値の単位: MPa, α : 圧力角)		歯 材		K MPa	
小 歯 車	大 歯 車	小 歯 車	大 歯 車	$\alpha=14.5^\circ$	$\alpha=20^\circ$
(150)	(150)	鋼	鋼	0.20	0.27
(200)	(200)	鋼	鋼	0.29	0.49
(230)	(230)	鋼	鋼	0.40	0.53
(200)	(200)	鋼	鋼	0.32	0.69
(250)	(250)	鋼	鋼	0.46	0.86
(300)	(300)	鋼	鋼	0.66	0.96
(350)	(350)	鋼	鋼	0.81	1.07
(400)	(400)	鋼	鋼	0.98	1.30
(300)	(300)	鋼	鋼	0.98	1.30
(350)	(350)	鋼	鋼	1.16	1.54
(400)	(400)	鋼	鋼	1.27	1.68
(250)	(250)	鋼	鋼	1.37	1.82
(350)	(350)	鋼	鋼	1.59	2.10
(450)	(450)	鋼	鋼	1.70	2.26
(400)	(400)	鋼	鋼	2.34	3.11
(500)	(500)	鋼	鋼	2.48	3.29
(600)	(600)	鋼	鋼	2.62	3.48
(300)	(300)	鋼	鋼	2.93	3.89
(400)	(400)	鋼	鋼	4.30	5.69
(150)	(150)	鋼	鋼	6.03	6.39
(200)	(200)	鋼	鋼	6.39	6.79
(250)	(250)	鋼	鋼	0.98	1.30
(300)	(300)	鋼	鋼	1.03	1.36
(150)	(150)	鋼	鋼	0.31	0.41
(200)	(200)	鋼	鋼	0.82	0.82
(250)	(250)	鋼	鋼	0.99	1.35
鉄 鋳 造	鉄 鋳 造	鉄 鋳 造	鉄 鋳 造	1.32	1.88
ニッケル合金	ニッケル合金	ニッケル合金	ニッケル合金	1.40	1.86
ニッケル合金	ニッケル合金	ニッケル合金	ニッケル合金	1.15	1.55

設計資料 (ジャーナル軸受設計資料)



L : 軸受長さ, D : 軸受直径