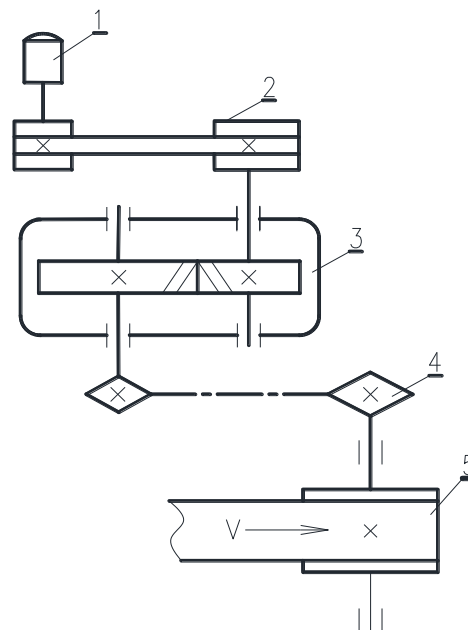


CHƯƠNG 2. TRUYỀN DẪN CƠ KHÍ

Bài 1: Cho hệ thống dẫn động như hình 2.1, lực kéo băng tải $F_t=3350\text{N}$, vận tốc băng tải $v_n=1,24\text{m/s}$, hiệu suất: bộ truyền đai $\eta_d=0,95$; bộ truyền bánh răng $\eta_{br}=0,97$; bộ truyền xích $\eta_x=0,95$, cặp ổ lăn $\eta_{ol}=0,99$ (HGT có 2 cặp ổ lăn và băng tải có 1 cặp ổ lăn). Xác định:

a) Công suất cần thiết trên trục động cơ và công suất trên các trục của hộp giảm tốc.

b) Động cơ quay với tốc độ 1440 vòng/phút, xác định số vòng quay trục băng tải và số vòng quay trên các trục của HGT biết tỉ số truyền bộ truyền đai là 3, tỉ số truyền bộ truyền xích là 2, tỉ số truyền bộ truyền bánh răng là 4.



Hình 2.1

Bài 2: Xét hệ thống dẫn động hình 2.1 và biết vận tốc băng tải $v_n=1,24\text{m/s}$; đường kính tang trống $d=500\text{mm}$; vận tốc góc trục động cơ $\omega=300\text{ rad/s}$; tỉ số truyền HGT $u_{gt}=4$, bộ truyền xích $u_x=5$. Xác định:

a) Tỉ số truyền bộ truyền đai

b) Vận tốc các trục của HGT

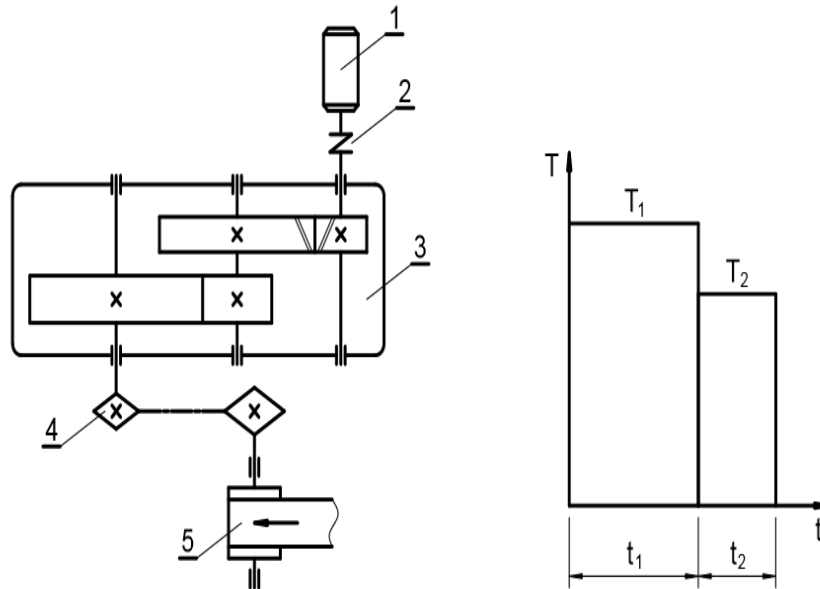
Bài 3: Cho hệ thống dẫn động băng tải như hình 2.2 bao gồm:

1- Động cơ điện 2- Nối trục đàn hồi

3- HGT bánh răng trục 2 cấp khai triển 4- Bộ truyền xích 5- Băng tải

Bộ truyền có các thông số cho bảng sau, chọn động cơ và phân phối tỉ số truyền trong trường hợp tải tĩnh và tải động như hình:

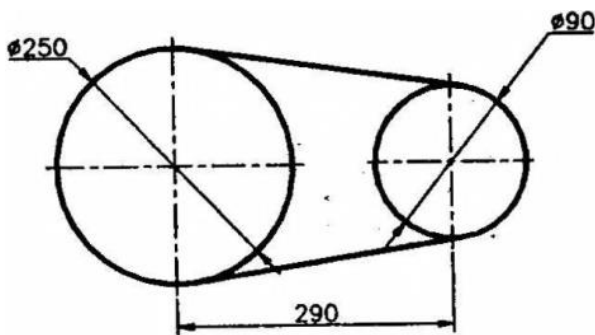
Phương án	1	2	3	4	5	6	7	8
P, kW	3	4	5	6	7	8	9	10
n, vòng/phút	42	45	50	52	55	60	63	40
L, năm	5	6	7	5	7	7	5	6
t₁, giây	28	31	34	37	49	22	11	28
t₂, giây	12	24	36	48	15	30	45	60
T₁	T	T	T	T	T	T	T	T
T₂	0,9T	0,85T	0,8T	0,9T	0,85T	0,8T	0,9T	0,85T



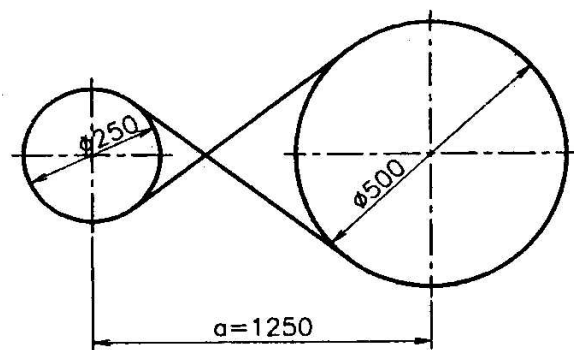
Hình 2.2

CHƯƠNG 3. BỘ TRUYỀN ĐAI

Bài 1: Xác định góc ôm α_1 ; α_2 và tính chiều dài cần thiết L của đai theo các hình sau (trường hợp đai dẹt và đai thang).



Hình a



Hình b

Bài 2: Bộ truyền đai dẹt có đường kính bánh đai nhỏ $d_1=125$ mm; $d_2=400$; góc ôm trên bánh đai nhỏ $\alpha_1=160^\circ$. Xác định khoảng cách trục a của bộ truyền và chiều dài dây đai L .

Bài 3: Trong bộ truyền đai thang loại D có khoảng cách trục ban đầu $a=900$ mm đường kính $d_1=200$ mm, $d_2=400$ mm. Chọn chiều dài L tiêu chuẩn của đai và tính toán lại khoảng cách trục.

Bài 4: Lực căng đai ban đầu $F_0=800$ N. Lực căng trên các nhánh đai sẽ bằng bao nhiêu khi truyền công suất $P_1=2$ kW. Biết rằng một trong hai bánh đai có đường kính $d=200$ mm và số vòng quay $n=380$ vg/ph.

Bài 5: Bộ truyền đai dẹt truyền công suất $P = 8$ kW, số vòng quay bánh dẫn $n_1=980$ vg/ph, số vòng quay bánh bị dẫn $n_2=392$ vg/ph, đường kính $d_1=180$ mm, khoảng cách trục $a=1800$ mm. Xác định:

- Góc ôm đai α_1 , chiều dài cần thiết dây đai L .
- Giả sử căng dây với lực căng ban đầu $F_0=800$ N. Xác định hệ số ma sát f tối thiểu

giữa đai và bánh đai để không xảy ra hiện tượng trượt tròn.

Bài 6: Bộ truyền đai dẹt có đường kính bánh đai $d_1=200$ mm, khoảng cách trục $a=1500$ mm, truyền công suất $P=4$ kW, số vòng quay bánh dẫn $n_1=1000$ vg/ph, hệ số ma sát giữa đai và bánh đai là $f=0,24$. Giả sử ta căng đai với lực căng đai ban đầu $F_0=800$ N. Hãy xác định (bỏ qua lực căng phụ F_v):

- Lực vòng có ích F_t
- Tỉ số truyền lớn nhất của bộ truyền để không xảy ra hiện tượng trượt tròn.

Bài 7: Bộ truyền đai dẹt có các số liệu cho trước như sau: số vòng quay bánh dẫn $n_1=1560$ vg/ph, $d_1=180$ mm, số vòng quay bánh bị dẫn $n_2=520$ vg/ph. Khoảng cách trục $a=1500$ mm. Cho trước hệ số ma sát giữa dây đai và bánh đai $f=0,25$, công suất truyền $P_1=5$ kW. Bỏ qua lực căng phụ do lực ly tâm gây nên. Xác định:

- Lực căng đai ban đầu F_0 để không xảy ra hiện tượng trượt tròn.
- Lực trên nhánh căng F_1 và trên nhánh chùng F_2 .
- Các giá trị F_1 , F_2 , F_0 thay đổi như thế nào nếu ta thay thế đai dẹt bằng đai thang với góc chêm đai $\varphi = 36^\circ$.

Bài 8: Bộ truyền đai dẹt có số vòng quay bánh dẫn $n_1=1000$ vg/ph, $d_1=140$ mm. Lực căng đai ban đầu $F_0=500$ N; khoảng cách trục $a=1400$ mm; hệ số ma sát giữa dây đai và bánh đai $f=0,25$; công suất truyền $P_1=2,5$ kW. Hãy xác định:

- Vận tốc vòng v trên bánh đai, lực vòng có ích F_t .
- Lực trên nhánh căng F_1 và trên nhánh chùng F_2 .
- Tỉ số truyền để không xảy ra hiện tượng trượt tròn.

Bài 9: Lực căng trong các nhánh đai $F_1=1200$ N và $F_2=600$ N. Diện tích mặt cắt ngang của đai $A=400$ mm². Xác định ứng suất do lực căng ban đầu và ứng suất có ích trong các nhánh đai.

Bài 10: Bộ truyền đai dẹt có đường kính các bánh đai: $d_1=200$ mm, $d_2=400$ mm, truyền công suất $P=3$ kW, số vòng quay bánh dẫn $n_1=800$ vg/ph. Hệ số ma sát giữa đai và bánh đai là $f=0,24$. Giả sử căng đai với lực căng ban đầu $F_0=550$ N. Hãy xác định (bỏ qua lực căng phụ F_v):

- Lực vòng có ích F_t .
- Khoảng cách a tối thiểu là bao nhiêu để không xảy ra hiện tượng trượt tròn.

Bài 10: Bộ truyền đai dẹt (đai vải cao su) truyền động giữa hai trục song song ngược chiều. Cho biết trước: đường kính các bánh đai $d_1=180$ mm, $d_2=400$ mm khoảng cách trục $a=1120$ mm, số vòng quay bánh đai dẫn $n_1=968$ vg/ph, hệ số ma sát giữa dây đai với bánh đai dẫn và bị dẫn $f_1=f_2=0,25$, lực căng đai ban đầu $F_0=600$ N. Yêu cầu:

- Xác định giá trị góc ôm α_1 và chiều dài cần thiết L .
- Xác định khả năng tải (công suất P_1) của bộ truyền đai để không xảy ra hiện tượng trượt tròn.

Bài 11: Bộ truyền đai dẹt làm việc với các điều kiện: số vòng quay bánh dẫn $n_1=1050$ vg/ph, đường kính bánh dẫn $d_1=180$ mm, đường kính bánh bị dẫn $d_2=360$ mm,

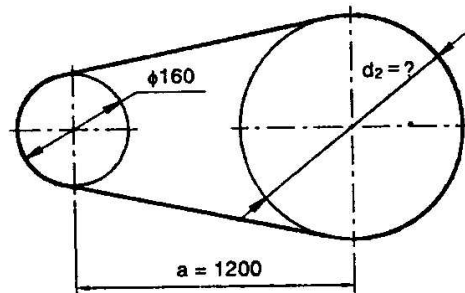
khoảng cách trục $a=1200\text{mm}$. Hệ số ma sát giữa đai và bánh đai $f=0,28$. Lực căng đai ban đầu $F_0=500\text{N}$. Hãy xác định:

- Góc ôm đai α_1 , vận tốc vòng bánh dẫn v_1 .
- Công suất truyền lớn nhất $P_{\max}$ để không xảy ra hiện tượng trượt trơn.

Bài 12: Bộ truyền đai dẹt truyền công suất $P_1=8\text{ kW}$, số vòng quay bánh dẫn $n_1=1280\text{vg/ph}$, bánh bị dẫn $n_2=640\text{ vg/ph}$, đường kính bánh dẫn $d_1=180\text{ mm}$, khoảng cách trục $a=1800\text{ mm}$. Hãy xác định:

- Góc ôm đai α_1 và chiều dài đai L .
- Giả sử ta căng đai với lực căng ban đầu $F_0=800\text{ N}$. Xác định hệ số ma sát f tối thiểu giữa đai và bánh đai để không xảy ra hiện tượng trượt trơn.

Bài 13: Bộ truyền đai dẹt truyền công suất $P_1=5\text{ kW}$. Cho trước các thông số: đường kính bánh đai dẫn $d_1=160\text{ mm}$, số vòng quay bánh dẫn $n_1=720\text{ vg/ph}$, khoảng cách trục $a=1200\text{ mm}$, hệ số ma sát giữa đai và bánh đai là $f=0,3$, lực căng đai ban đầu $F_0=1000\text{N}$. Bỏ qua lực căng phụ F_v , hãy xác định:



Hình 2

- Lực vòng có ích F_t
- Tính giá trị góc ôm α_1 để không xảy ra hiện tượng trượt trơn, suy ra tỉ số truyền u và đường kính d_2 tối đa là bao nhiêu?

Bài 14: Bộ truyền đai dẹt (vải cao su) có số vòng quay bánh dẫn $n_1=2960\text{vg/ph}$, số vòng quay bánh bị dẫn $n_2=1480\text{vg/ph}$, đường kính $d_1=200\text{mm}$, bộ truyền nằm ngang, tải trọng tĩnh, khoảng cách trục $a=1800\text{mm}$.

- Tính góc ôm đai α_1 và chiều dài đai cần thiết L .
- Giả sử lực căng đai ban đầu $F_0=600\text{N}$, hệ số ma sát giữa đai và bánh đai $f=0,3$. Nếu tính đến lực căng phụ F_v do lực ly tâm gây nên (khối lượng 1m dây đai $q_m=0,200\text{kg/m}$), hãy xác định công suất truyền lớn nhất của bộ truyền đai theo điều kiện không xảy ra hiện tượng trượt trơn.

Bài 14: Bộ truyền đai thang có một dây đai với số vòng quay bánh dẫn $n_1=1240\text{vg/ph}$, $d_1=200\text{mm}$, góc chêm đai $\varphi=36^\circ$. Số vòng quay bánh bị dẫn $n_2=620\text{vg/ph}$. Khoảng cách trục $a=500\text{mm}$. Cho trước hệ số ma sát giữa đai và bánh đai $f=0,2$. Công suất truyền $P_1=2\text{kW}$. Tính:

- Lực trên nhánh căng F_1 và trên nhánh chùng F_2 .
- Lực căng đai ban đầu F_0 để không xảy ra hiện tượng trượt trơn.

Bài 15: Tìm công suất lớn nhất có thể truyền của bộ truyền đai thang nếu biết trước các điều kiện sau: số vòng quay $n_1=4000\text{ vg/ph}$, đường kính $d_1=200\text{ mm}$, góc chêm đai $\gamma=36^\circ$, góc ôm đai $\alpha_1=170^\circ$, ma sát giữa đai và bánh đai $f=0,2$; lực căng đai ban đầu $F_0=1300\text{ N}$, khối lượng 1 mét dây đai $q_m=0,175\text{ kg/m}$.

Bài 16: Bộ truyền đai dẹt nằm ngang truyền động giữa hai trục song song nhưng ngược chiều nhau, có đường kính $d_1=200\text{mm}$, $u=2$, khoảng cách trục $a=1480\text{ mm}$. Đai vải cao su có chiều dày đai $\delta=5\text{ mm}$, chiều rộng đai $b=225\text{ mm}$. Số vòng quay bánh dẫn $n_1=980\text{ vg/ph}$. Tải trọng tĩnh. Hãy xác định:

- Góc ôm đai α_1 , chiều dài cần thiết dây đai L dây đai và vận tốc v .
- Khả năng tải bộ truyền (công suất P).
- Nếu thay đổi chiều dày đai $\delta=3,75\text{ mm}$, chiều rộng đai $b=300\text{ mm}$ thì khả năng tải và tuổi thọ đai thay đổi như thế nào?

Bài 17*. Bộ truyền đai dẹt song song cùng chiều truyền công suất $P_1=5\text{kW}$, số vòng quay $n_1=500\text{vg/ph}$ và tỉ số truyền $u=1$, đường kính bánh đai $d=250\text{ mm}$, $b=60\text{ mm}$, $\delta=7,5\text{ mm}$, hệ số ma sát giữa đai và bánh đai $f=0,25$, mô đun đàn hồi dây đai $E=100\text{ MPa}$, giới hạn mỏi dây đai $\sigma_r=6\text{ MPa}$, chiều dài đai $L=3000\text{ mm}$. Bỏ qua lực căng phụ F_v do lực ly tâm gây nên và dây đai thỏa độ bền kéo, Xác định:

- Lực căng đai ban đầu F_0 để không xảy ra hiện tượng trượt trơn và lực tác dụng lên trục F_r .
- Khi tăng hệ số ma sát lên $f=0,35$ thì lực F_0 , F_r thay đổi như thế nào? Khi đó tuổi thọ đai có thay đổi không?
- Khi thay đổi kích thước dây đai $b=100\text{ mm}$, $\delta=4,5\text{ mm}$ thì khả năng tải thay đổi như thế nào?

Bài 18*: Bộ truyền đai thang có một dây đai vải số vòng quay bánh dẫn $n_1=1750\text{vg/ph}$, $d_1=180\text{mm}$, góc chêm đai $\gamma = 36^\circ$, số vòng quay bánh bị dẫn $n_2=1050\text{vg/ph}$. Khoảng cách trục $a=400\text{ mm}$. Khối lượng một mét dây đai $q_m=0,22\text{kg/m}$. Công suất $P_1=12\text{ kW}$.

- Nếu hệ số ma sát giữa đai và bánh đai $f=0,2$ xác định lực trên nhánh căng và trên nhánh chùng.
- Xác định lực tác dụng lên trục của mỗi bánh đai.
- Xác định lực căng đai ban đầu F_0
- Xác định lực căng đai F_1 và F_2 khi công suất truyền $P_1=6\text{ kW}$.

Bài 19*: Bộ truyền đai thang có một dây đai vải số vòng quay bánh dẫn $n_1=1240\text{vg/ph}$, $d_1=200\text{mm}$, góc chêm đai $\gamma=36^\circ$, số vòng quay bánh bị dẫn $n_2=620\text{ vg/ph}$. Khoảng cách trục $a=500\text{mm}$. Cho trước hệ số ma sát giữa đai và bánh đai $f=0,2$, công suất truyền $P_1=2\text{ kW}$. Tính:

- Lực căng đai ban đầu F_0 để không xảy ra hiện tượng trượt trơn.
- Lực trên nhánh căng F_1 và trên nhánh chùng F_2 .
- Các giá trị F_1 , F_2 và F_0 thay đổi như thế nào nếu ta thay thế đai thang bằng đai dẹt.

Bài 20*: Bộ truyền đai thang làm việc với các điều kiện: số vòng quay bánh dẫn $n_1=1500\text{vg/ph}$, đường kính bánh dẫn $d_1=200\text{ mm}$, đường kính bánh bị dẫn $d_2=400\text{ mm}$, góc chêm đai $\gamma=38^\circ$, khoảng cách trục $a\approx 500\text{ mm}$. Hệ số ma sát giữa vật liệu đai thang và bánh

đai bằng 0,2, lực căng đai ban đầu $F_0=700$ N, khối lượng một mét dây đai $q_m=0,175$ kg/m. Yêu cầu:

- Xác định góc ôm đai α_1 , chiều dài tiêu chuẩn đai L và tính lại khoảng cách trục a và α_1 .
- Tìm công suất truyền lớn nhất của bộ truyền đai thang theo điều kiện trượt trơn nếu tính đến lực căng phụ do lực ly tâm gây nên.

Bài 21: Tính toán đai dẹt truyền từ động cơ đến trục của hộp giảm tốc máy tiện theo các số liệu sau: công suất truyền động $P=7$ kW, số vòng quay động cơ $n_1=1440$ vòng/phút, tỉ số truyền $u=3$, đường nối tâm so với phương ngang 1 góc 80° , trục điều chỉnh được, làm việc 2 ca, tải trọng va đập nhẹ.

Bài 22: Để truyền chuyển động từ động cơ đến các bộ phận khác trên máy phay người ta sử dụng đai thang. Công suất truyền động $P=3,7$ kW, số vòng quay động cơ $n_1=1440$ vòng/phút, số vòng quay bánh bị dẫn $n_2=480$ vòng/phút, khoảng cách trục $a=900$ mm, trục điều chỉnh được, làm việc 2 ca, tải trọng va đập nhẹ. Tính toán bộ truyền đai.

CHƯƠNG 4. BỘ TRUYỀN XÍCH

Bài 1: Xác định các kích thước chủ yếu của đĩa xích có số răng là $Z=15$ và bước xích $p_c=12,7$ mm.

Bài 2: Bộ truyền xích ống con lăn có bước xích $p_c=12,7$ mm, khoảng cách trục $a=500$ mm, số răng đĩa xích dẫn $Z_1=21$ răng, số vòng quay trục dẫn $n_1=500$ vg/ph, số vòng quay trục bị dẫn $n_2=250$ vg/ph. Xác định:

- Đường kính vòng chia đĩa xích bị dẫn.
- Số mắt xích X và khoảng cách trục chính xác.

Bài 3: Xích con lăn có bước xích $p_c=$ mm, số răng của đĩa xích dẫn và xích bị dẫn tương ứng là $Z_1=25$ và $Z_2=69$. Khoảng cách trục chọn sơ bộ $a=160$ mm. Xác định:

- Đường kính vòng chia đĩa xích bị dẫn.
- Số mắt xích X và tính chính xác lại khoảng cách trục a .

Bài 4: Bộ truyền xích ống con lăn có các thông số sau: bước xích $p_c=25,4$ mm, số răng đĩa xích dẫn $Z_1=20$ răng, tỉ số truyền $u=2,5$; số vòng quay bánh dẫn $n_1=240$ vg/ph. Bộ truyền nằm ngang, tải trọng va đập nhẹ, khoảng cách trục sơ bộ $a=1200$ mm, bôi trơn định kì, trục đĩa xích điều chỉnh được, làm việc 2 ca, xích 2 dãy. Hãy xác định:

- Các đường kính vòng chia đĩa xích, số mắt xích X . Giải thích tại sao nên chọn số mắt xích là số chẵn.
- Khoảng cách trục chính xác.
- Khả năng tải của bộ truyền xích (tính công suất P).

Bài 5: Bộ truyền xích con lăn có các thông số sau: bước xích $p_c=25,4$ mm, số răng đĩa xích dẫn $Z_1=25$, tỉ số truyền $u=2$, số vòng quay bánh dẫn $n_1=600$ vg/ph. Bộ truyền nằm ngang, làm việc có va đập nhẹ, khoảng cách trục $a=1000$ mm, bôi trơn định kỳ, trục đĩa xích điều chỉnh được, làm việc 1 ca, xích 1 dãy. Xác định khả năng tải bộ truyền xích (tính

công suất truyền P_1).

Bài 6: Bộ truyền xích con lăn nằm ngang truyền công suất $P_1=6,5\text{kW}$, số vòng quay bánh dẫn $n_1=400$ vg/ph, số vòng quay bánh bị dẫn $n_2=200$ vg/ph. Bộ truyền làm việc có va đập nhẹ (hệ số $K_r = 1,2$), bôi trơn nhỏ giọt, khoảng cách trục $a \approx 45 \times p_c$, làm việc 1 ca mỗi ngày, đĩa xích điều chỉnh được. Yêu cầu:

- Chọn số răng Z_1, Z_2 và hệ số điều kiện sử dụng K .
- Chọn bước xích p_c .
- Số mắt xích X và khoảng cách trục chính xác.
- Lực tác dụng lên ổ trục F_r .

Bài 7: Bộ truyền xích con lăn truyền công suất $P=5,2\text{ kW}$. Số vòng quay bánh dẫn $n_1=420\text{vg/ph}$, số vòng quay bánh bị dẫn $n_2=210\text{ vg/ph}$. Tải trọng va đập nhẹ, khoảng cách trục $a=40 \times p_c$, bộ truyền thẳng đứng, bôi trơn liên tục (ngâm trong dầu), làm việc 2 ca và đĩa xích điều chỉnh được. Xác định:

- Số răng đĩa xích Z_1, Z_2 .
- Bước xích p_c . Khi thay đổi điều kiện bôi trơn sang bôi trơn định kỳ thì bước xích vừa chọn còn phù hợp không, tại sao?

Bài 8: Bộ truyền xích ống con lăn truyền công suất $P_1=3\text{kW}$, số vòng quay đĩa xích bị dẫn $n_2=180\text{ vg/ph}$, tỉ số truyền $u=2,1$; khoảng cách trục được chọn $a=40 \times p_c$. Bộ truyền làm việc với tải trọng va đập nhẹ, trục xích điều chỉnh được, đường nối tâm nghiêng với phương ngang một góc 30° , làm việc 2 ca, bôi trơn định kì. Hãy xác định bước xích p_c .

Bài 9: Bộ truyền xích con lăn có các thông số sau: bước xích $p_c=19,05\text{mm}$, số răng đĩa xích dẫn $Z_1=24$, tỉ số truyền $u=2,5$. Số vòng quay bánh dẫn $n_1=400\text{vg/ph}$. Bộ truyền nằm ngang, làm việc có va đập nhẹ (hệ số $K_r = 1,2$), khoảng cách trục $a=800\text{mm}$, bôi trơn định kì, trục đĩa xích điều chỉnh được, làm việc 1 ca, xích 1 dãy. Xác định khả năng tải của bộ truyền xích (công suất truyền P_1).

Bài 10: Bộ truyền xích con lăn truyền công suất $P_1=5\text{kW}$. Xác định bước xích p_c , biết rằng bộ truyền có: tỉ số truyền $u = 3$, bố trí thẳng đứng, bôi trơn định kỳ, vị trí các đĩa xích điều chỉnh được. Bộ truyền làm việc suốt ngày đêm có va đập nhẹ. Khoảng cách trục chọn sơ bộ $a=1000\text{ mm}$. Số vòng quay bánh dẫn $n_1=800$ vòng/phút.

Bài 11: Cho bộ truyền xích con lăn có các số liệu cho trước: công suất truyền $P=8,8\text{ kW}$, số vòng quay bánh nhỏ $n_1=900\text{ vg/ph}$, tỉ số truyền $u= 4$, giá trị sơ bộ khoảng cách trục $a=950\text{mm}$, đường nối tâm nghiêng với phương ngang một góc 20° . Khi làm việc tải trọng va đập nhẹ. Xác định:

- Bước xích p_c .
- Số mắt xích và khoảng cách trục chính xác.
- Lực tác dụng lên ổ trục

Bài 12: Bộ truyền xích con lăn nằm ngang truyền công suất $P_1=8\text{ kW}$, số vòng quay bánh dẫn $n_1=400\text{ vg/ph}$, số vòng quay bánh bị dẫn $n_2=200\text{ vg/ph}$. Bộ truyền làm việc có va

đập nhẹ, bôi trơn nhỏ giọt, khoảng cách trục $a=45p_c$, làm việc 1 ca mỗi ngày, đĩa xích điều chỉnh được. Yêu cầu:

- Chọn số răng Z_1, Z_2 và hệ số điều kiện sử dụng K .
- Chọn bước xích p_c .
- Xác định chiều dài xích L và số mắt xích X .

Bài 13: Bộ truyền xích con lăn có các thông số sau: bước xích $p_c=25,4$ mm, số răng đĩa xích dẫn $Z_1=25$, tỉ số truyền u 2, số vòng quay bánh dẫn $n_1=540$ vg/ph. Bộ truyền nằm ngang, làm việc có va đập nhẹ, khoảng cách trục $a=1000$ mm, bôi trơn định kỳ, trục đĩa xích điều chỉnh được, làm việc 1 ca, xích 1 dãy.

- a) Xác định khả năng tải bộ truyền xích (tính momen xoắn T_1 và công suất truyền P_1).
- b) Nếu thay đổi điều kiện bôi trơn thành liên tục thì bộ truyền công suất vừa tìm trên câu a) cần xích có bước xích p_c bằng bao nhiêu?

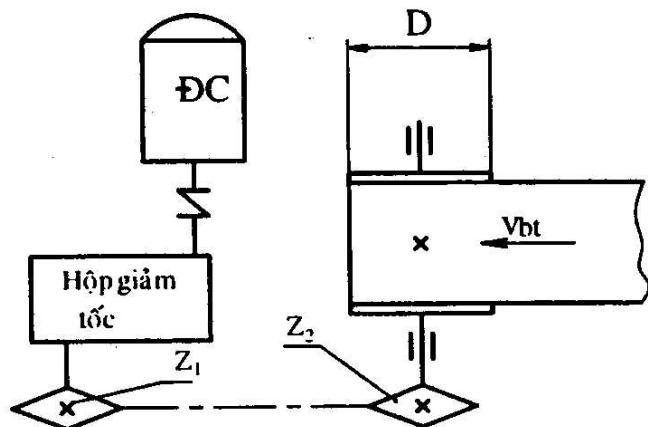
Bài 14: Bộ truyền xích có các thông số sau: bước xích $p_c=19,05$ mm, số răng đĩa xích dẫn $Z_1=23$, tỉ số truyền $u=3$, số vòng quay bánh dẫn $n_1=360$ vg/ph. Bộ truyền nằm ngang làm việc có va đập nhẹ, khoảng cách trục $a=900$ mm, bôi trơn liên tục, trục đĩa xích điều chỉnh được, làm việc 3 ca, xích 1 dãy. Hãy xác định:

- Các đường kính vòng chia đĩa xích, số mắt xích X.
- Khả năng tải bộ truyền xích (tính công suất P).

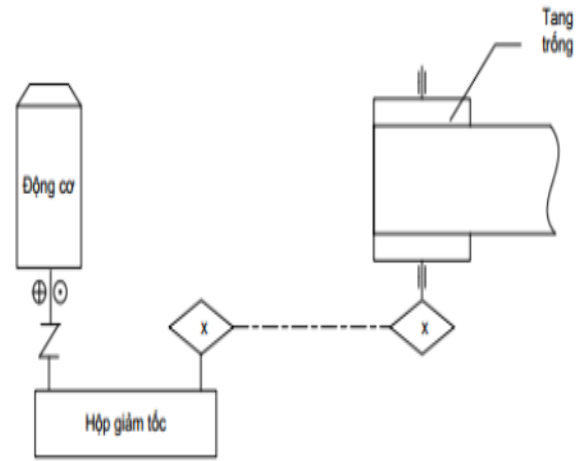
Bài 15*: Bộ truyền xích truyền công suất $P_1=3,2$ kW. Bánh dẫn có số răng $Z_1=25$ và số vòng quay $n_1=178$ vg/ph. Xác định bước xích sơ bộ p_c xích con lăn 1 dây khi áp suất cho phép trong bản lề xích $[p_o]=20$ MPa. Biết rằng bộ truyền xích nằm ngang, làm việc có va đập nhẹ, trục đĩa xích điều chỉnh được, bôi trơn định kỳ. Cho trước hệ số $K_a = 1$.

Bài 16: Tính toán thiết kế bộ truyền xích con lăn dùng để dẫn động trục chính của máy tiện tự động theo các số liệu cho trước: công suất trên đĩa xích dẫn $P_1=2,6$ kW, số vòng quay đĩa xích bị dẫn $n_2=400$ vg/ph, tỉ số truyền $u=2$, khoảng cách trục $a=750$ mm, trục đĩa xích điều chỉnh được, tải trọng có va đập nhẹ, bôi trơn theo chu kỳ, làm việc hai ca mỗi ngày, đường nối tâm nghiêng với phương nằm ngang một góc 80° .

Bài 17: Tính toán thiết kế bộ truyền xích con lăn để dẫn động băng tải theo các số liệu cho trước: lực kéo băng tải $F=5000$ N, vận tốc băng tải $v_{bt}=2$ m/s, đường kính tang trống $D=300$ mm, tỉ số truyền $u=2$, trục đĩa xích điều chỉnh được, bôi trơn nhỏ giọt, làm việc 1 ca, tải trọng có va đập nhẹ, đường nối tâm nghiêng với phương ngang một góc 30° , khoảng cách trục $a=35p_c$.



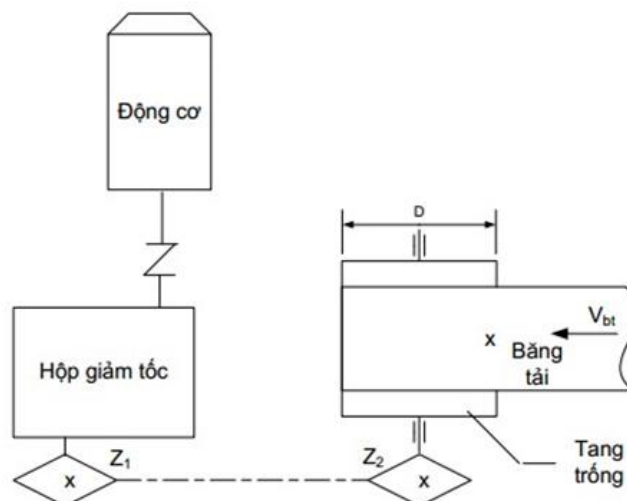
Bài 18: Cho hệ thống truyền động như hình dùng để dẫn động cho băng tải, bộ truyền xích có tỉ số truyền $u_x=2,2$; công suất trên trục tang dẫn động băng tải $P_{bt}=2,5kW$; số vòng quay trục tang dẫn động băng tải là $n_{tg}=90$ vg/ph; hiệu suất bộ truyền xích $\eta_x=0,9$; hiệu suất của 1 cặp ổ lăn $\eta_{ol}=0,99$; tải va đập nhẹ, khoảng cách trục $a=40 \times p_c$; bộ truyền thẳng đứng, bôi trơn liên tục, trục đĩa xích điều chỉnh được, làm việc 2 ca, một dây xích. Hãy tính:



- Số răng đĩa xích Z_1, Z_2 .
- Bước xích p_c .
- Khi thay đổi điều kiện bôi trơn sang bôi trơn định kì thì bước xích vừa chọn còn phù hợp không?

Bài 19: Bộ truyền xích ống con lăn trong hệ thống truyền động cho băng tải theo các số liệu cho trước: lực kéo băng tải $F=8000$ N, số vòng quay tang trống $n=45$ vg/ph, đường kính tang trống $D=350$ mm, tỉ số truyền $u_x=2,5$; trục đĩa xích điều chỉnh được, xích 1 dây, bôi trơn nhỏ giọt, làm việc 1 ca, tải trọng có va đập nhẹ, đường nối tâm nghiêng với phương ngang một góc 45° , khoảng cách trục $a=45 \times p_c$. Hiệu suất bộ truyền xích $\eta_x=0,97$; hiệu suất ổ lăn $\eta_{ol}=0,99$. Xác định:

- Số răng đĩa xích Z_1, Z_2 và bước xích p_c .
- Khi thay đổi điều kiện bôi trơn sang bôi trơn liên tục thì bước xích vừa chọn còn phù hợp không, tại sao?



CHƯƠNG 5. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

Bài 1: Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng có môđun $m=10$ mm, số răng $Z_1=18$ răng và $Z_2=47$ răng. Các bánh răng không dịch chỉnh. Tính các kích thước bộ truyền trong trường hợp các bánh răng ăn khớp trong và ngoài.

Bài 2: Tính số răng bánh lớn và góc nghiêng của cặp bánh răng trụ răng nghiêng, biết bánh răng không dịch chỉnh, $Z_1=24$, số vòng quay $n_1=1200\text{vg/ph}$, $n_2=480\text{vg/ph}$, khoảng cách trục $a_w=250\text{mm}$, môđun pháp tuyến $m_n=5,5\text{mm}$

Bài 3: Bánh bị dẫn $Z_1=21$ răng, đường kính vòng đỉnh $d_{a1}=126,5\text{ mm}$. Xác định môđun m của răng biết rằng chiều cao đỉnh bằng môđun ($h_a=m$).

Bài 4: Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng có khoảng cách trục $a=710\text{ mm}$, số răng $Z_1=24$ và $Z_2=151$. Các bánh răng không dịch chỉnh. Chọn góc nghiêng răng β , môđun pháp m_n và số răng tương đương.

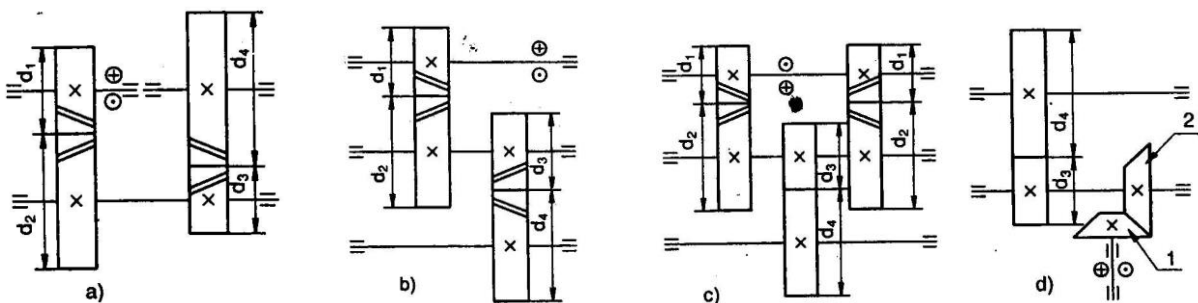
Bài 5: Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng có khoảng cách trục $a=450\text{ mm}$, số răng $Z_1=25$ và $Z_2=135$. Các bánh răng không dịch chỉnh. Chọn góc nghiêng răng β , môđun pháp m_n và số răng tương đương.

Bài 6: Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng có khoảng cách trục $a=940\text{ mm}$, $m_n=16\text{ mm}$. Các bánh răng không dịch chỉnh, tỉ số truyền $u=5,1$. Xác định số răng và góc nghiêng răng.

Bài 7: Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng có khoảng cách trục $a=500\text{ mm}$, $m_n=6\text{ mm}$. Các bánh răng không dịch chỉnh, tỉ số truyền $u=4,2$. Xác định số răng và góc nghiêng răng.

Bài 8: Xác định lực tác dụng lên các bánh răng hộp giảm tốc bánh răng trụ răng nghiêng một cấp theo các số liệu: công suất truyền $P=15\text{ kW}$, số vòng quay bánh dẫn $n_1=980\text{ vg/ph}$, tỉ số truyền $u=4$, tổng số răng $Z_1+Z_2=99$, môđun pháp $m_n=4\text{ mm}$, góc nghiêng răng $\beta=9^\circ$

Bài 9: Xác định phương, chiều và giá trị các lực tác dụng lên các cặp bánh răng theo sơ đồ hình dưới đây. Cho biết $T_1=80000\text{ Nmm}$, $Z_1=20$, $Z_2=40$, $Z_3=18$, $Z_4=54$ (riêng trên hình a thì $Z_1=Z_3$ và $Z_2=Z_4$). Môđun các cặp bánh răng như nhau $m=m_n=4\text{ mm}$ (đối với bánh răng côn $m_e=4\text{ mm}$). Góc nghiêng răng: bánh răng chữ V là 30° , các bánh răng nghiêng là 10° . Góc ăn khớp các cặp bánh răng $\alpha = 20^\circ$.

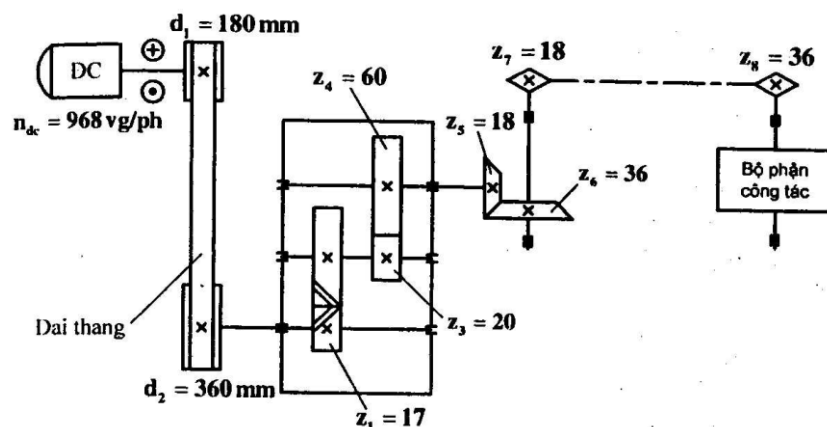


Bài 10*: Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng có các thông số: $Z_1=16$, $Z_2=84$, $\psi_{ba}=0,4$. Tìm các thông số còn lại của bộ truyền, biết các bánh răng không dịch chỉnh.

Bài 11: Hệ thống truyền động truyền chuyển động từ động cơ sang bộ truyền đai thang, hộp giảm tốc 2 cấp dạng khai triển, bộ truyền bánh răng côn để hở, bộ truyền xích và đến bộ phận công tác với các số liệu cho trên hình.

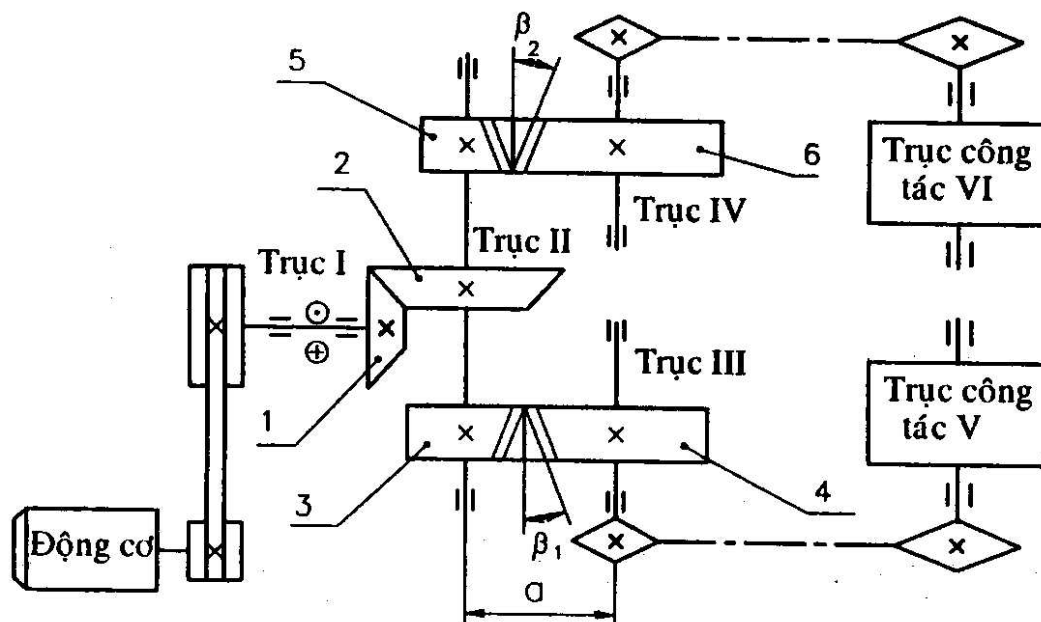
a) Xác định số vòng quay bộ phận công tác.

- b) Phân tích lực tác dụng lên các trục I, II, III, IV.
 c) Khi thay đổi chiều quay trục động cơ thì phương, chiều các lực tác dụng cặp bánh răng 1-2 và 5-6 thay đổi như thế nào?



Bài 12: Hệ thống truyền động như hình bên dưới với 1, 2-bánh răng côn răng thẳng có môđun m_e ; 3, 4 và 5, 6-các cặp bánh răng trụ răng nghiêng có môđun m_n . Cho biết số vòng quay động cơ, $n_{dc}=1980$ vg/ph. Số răng các bánh răng: $Z_1=20$, $Z_2=40$, $Z_3=24$, $Z_4=72$, tỉ số truyền cặp bánh răng 5-6: $u_{56}=2$, tỉ số truyền hai bộ truyền xích giống nhau $u_x=2,5$, tỉ số truyền bộ truyền đai $u_d=2$. Môđun các cặp bánh răng $m_n=m_e=4$. Góc ăn khớp các cặp bánh răng $\alpha=20^\circ$. Xác định:

- a) Số vòng quay trục công tác V và VI.
 b) Phương và chiều các lực tác dụng lên các bánh răng.
 c) Tìm góc β_1 để $a = 200$ mm.
 d) Số răng Z_5 , Z_6 và góc nghiêng β_2 để trục III và IV đồng tâm, biết rằng $20^\circ \geq \beta_2 \geq 8^\circ$.

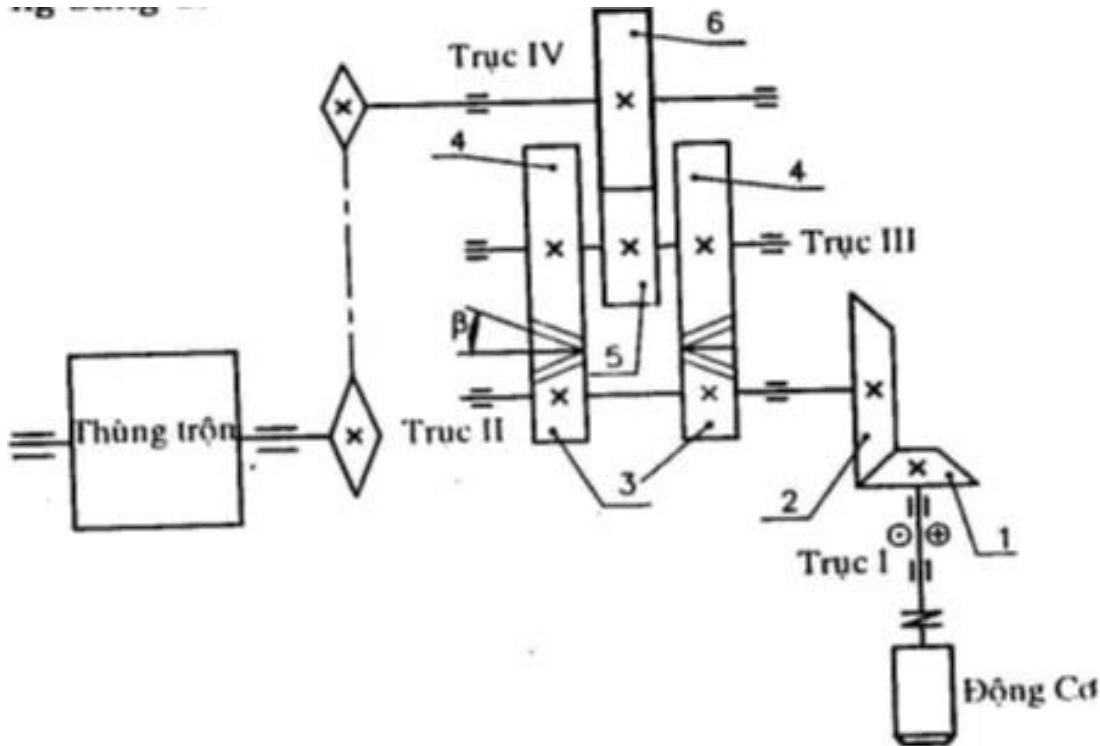


Bài 13: Hệ thống truyền động như hình bên dưới (truyền từ trục I sang trục II, III và trục IV đến thùng trộn với 1,2-bánh răng côn răng thẳng có môđun m_e ; 3,4-bánh răng trụ răng nghiêng chữ V có môđun m_n ; 5,6-bánh răng trụ răng thẳng có môđun m . Cho biết số vòng quay trục I là $n_1=985$ vg/ph và mômen xoắn $T_1=53300$ Nmm. Số răng các bánh răng:

$Z_1=18, Z_2=36, Z_5=20, Z_6=60$, tỉ số truyền $u_{34}=Z_4/Z_3=3,15$, tỉ số truyền bộ truyền xích $u_x=2$.

Xác định:

- Số vòng quay trục thùng trộn.
- Phương và chiều các lực tác dụng lên trục II.
- Momen xoắn trên thùng trộn, giả sử hiệu suất hệ thống truyền động bằng 1?



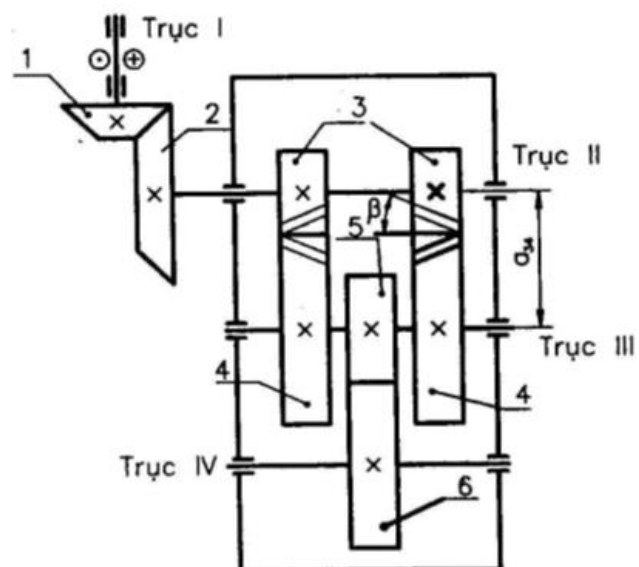
Bài 14: Hệ thống truyền động như hình (truyền từ trục I sang trục II, III và trục IV với 1,2- bánh răng côn răng thẳng có môđun m_e ; 3, 4 - bánh răng trụ răng nghiêng chữ V có môđun m_n ; 5, 6 - bánh răng trụ răng thẳng có môđun m). Cho biết số vòng quay trục I là $n_1=986$ vg/ph. Số răng các bánh răng: $Z_1=23, Z_2=46, Z_5=20, Z_6=40$ và tỉ số truyền $u_{34}=Z_4/Z_3=3,15$. Xác định:

- Số vòng quay trục IV.

b) Phương và chiều các lực tác dụng lên các bánh răng. Khi thay đổi chiều quay thì phương chiều các lực thay đổi như thế nào?

- Nêu chỉ tiêu tính toán thiết kế cho từng cặp bánh răng? Giải thích tại sao?

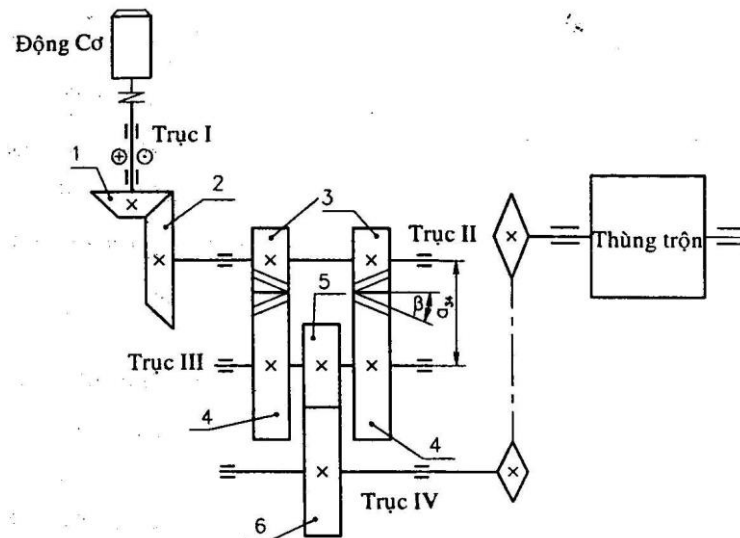
d) Số răng Z_3, Z_4 và góc nghiêng β ($40^\circ \geq \beta \geq 30^\circ$) nếu cho trước khoảng cách trục $a_{34}=250\text{mm}$ và môđun các cặp bánh răng như nhau $m=m_n=m_e=4\text{mm}$.



Bài 15: Hệ thống truyền động như hình sau (truyền từ động cơ - trục I sang trục II, III và trục IV đến thùng trộn) với 1, 2 - bánh răng côn răng thẳng có môđun m_e ; 3, 4 - bánh

răng trụ răng chữ V (răng nghiêng) có môđun m_n ; 5,6 - bánh răng trụ răng thẳng có môđun m . Cho biết số vòng quay trục I là $n_1=968$ vg/ph, số răng các bánh răng: $Z_1=20$, $Z_2=40$, $Z_5=22$, $Z_6=44$ và tỉ số truyền $u_{34}=Z_4/Z_3=3$, tỉ số truyền bộ truyền xích $u_x=2$. Môđun cặp bánh răng nghiêng $m_n=4$ mm. Xác định:

- Số vòng quay trục thùng trộn.
- Số răng Z_3 , Z_4 và góc nghiêng β ($40^\circ \geq \beta \geq 30^\circ$) với khoảng cách trục $a_{34}=220$ mm.
- Phương và chiều các lực tác dụng lên các bánh răng và các đĩa xích.

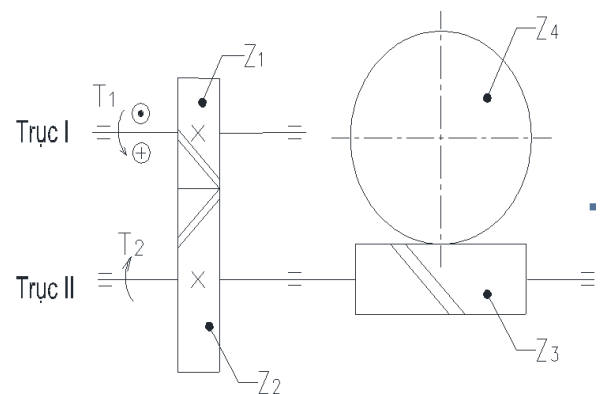


CHƯƠNG 6. BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT- BÁNH VÍT

Bài 1: Bộ truyền trục vít- bánh vít có số mối ren trục vít $Z_1=2$, số răng bánh vít $Z_2=50$, môđun $m=8$ mm, hệ số đường kính $q=12,5$. Tính toán các kích thước chủ yếu của bộ truyền.

Bài 2: Cho hệ thống truyền động như hình, cho biết trục vít chế tạo từ thép, bánh vít chế tạo từ đồng thanh, tỉ số truyền bộ truyền trục vít $u_{34}=20$, số vòng quay trục vít 3 là $n_3=600$ vòng/phút. Xác định:

a) Các thông số hình học của bộ truyền trục vít (Z_3 , Z_4 , q và môđun m) nếu cho $a_{34}=200$ mm và bánh vít không dịch chỉnh.



Hình 6.1

- Phương chiều các lực lên bánh răng và trục vít, bánh vít
- Vận tốc trượt v_s , góc ma sát thay thế ρ' và hiệu suất bộ truyền trục vít η

Bài 3: Các thông số hình học chủ yếu của bộ truyền trục vít: $Z_1=3$, $Z_2=60$, $q=10$, $m=6$. Công suất truyền $P_1=7,5$ kW. Số vòng quay trục vít $n_1=1500$ vg/ph. Hệ số ma sát $f=0,13$ và góc

biên dạng ren $\alpha=20^\circ$. Xác định các lực tác dụng lên trục vít và bánh vít.

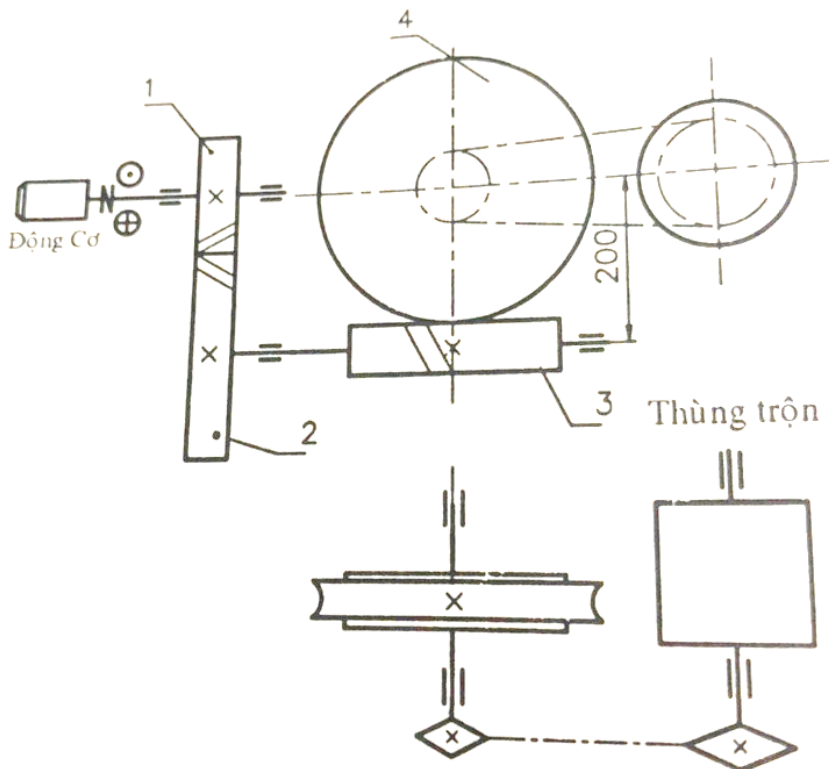
Bài 4: Bộ truyền trục vít có công suất $P_1=4$ kW, số vòng quay $n_1=750$ vg/ph, số mối ren

đường kính vòng chia $d_1=50\text{mm}$. Bánh vít có số răng $Z_2=30$, và $m=5\text{mm}$. Xác định hiệu suất bộ truyền và công suất mất mát do ma sát.

Bài 5: Cho sơ đồ truyền động bánh răng - trục vít như hình 6.1. Biết mô men xoắn trên các trục: $T_1=37741\text{ N.mm}$; $T_2=125109\text{ N.mm}$; đường kính vòng lăn bánh răng nghiêng: $d_{w1}=45\text{mm}$; đường kính vòng lăn trục vít và bánh vít: $d_{a3}=100\text{mm}$; $d_{a4}=328\text{mm}$; góc ăn khớp $\alpha=20^\circ$; góc vít: $\gamma=8,9^\circ$; góc nghiêng của bộ truyền bánh răng: $\beta_1=11^\circ$; góc nghiêng của bánh vít: $\beta_2=11^\circ$; góc ma sát tương đương: $\varphi'=2,9^\circ$. Tính các thành phần lực tác dụng lên 2 bộ truyền.

Bài 6: cho hệ thống truyền động như hình 6.2 với 1,2- bánh răng trụ răng nghiêng có modun m_n ; 3,4- trục vít-bánh vít có modun m ; 5,6- đĩa xích dẫn và bị dẫn. Số vòng quay trục I là $n_1=1440\text{ vòng/phút}$, số răng $Z_1=18$; $Z_2=45$; $Z_3=2$; $Z_4=52$; $Z_5=19$; $Z_6=57$; góc ăn khớp 20° . Xác định:

- Số vòng quay trục thùng trộn
- Phương và chiều các lực tác dụng lên bộ truyền.

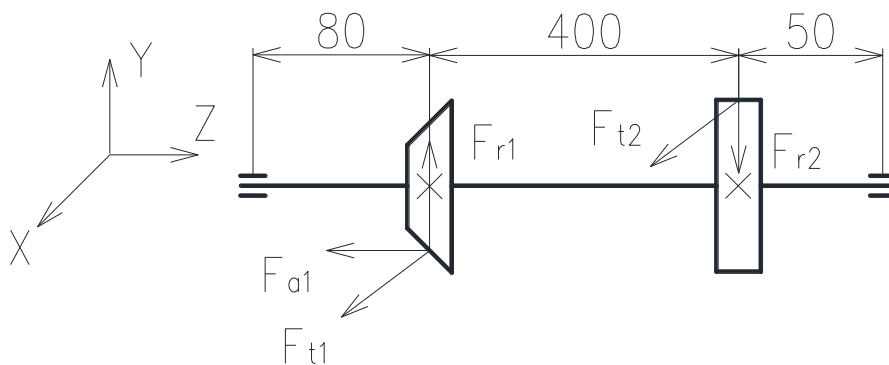


Hình 6.2

CHƯƠNG 7. TRỤC

Bài 1: Trục trung gian của hệ thống truyền động có các lực tác động như hình 7.1 biết $F_{t1}=640\text{N}$; $F_{r1}=250\text{N}$; $F_{a1}=270\text{N}$; $F_{t2}=615\text{N}$; $F_{r2}=230\text{N}$; $d_1=450\text{mm}$; $d_2=470\text{mm}$. Ứng suất cho phép $[\sigma]=80\text{MPa}$. Xác định:

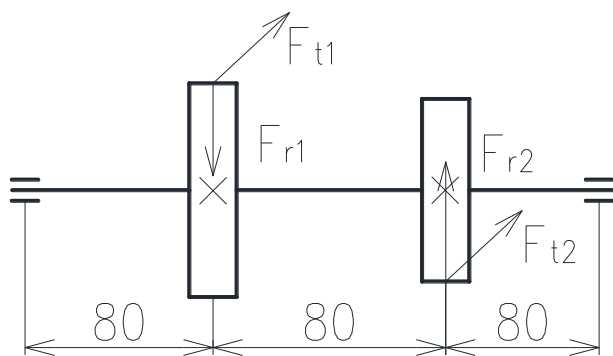
- Moment xoắn T và moment uốn tập trung M_{a1} do lực F_{a1} gây nên.
- Phản lực tại các ổ trục và vẽ biểu đồ moment uốn M_x , M_y và moment xoắn T .
- Đường kính trục tại tiết diện nguy hiểm



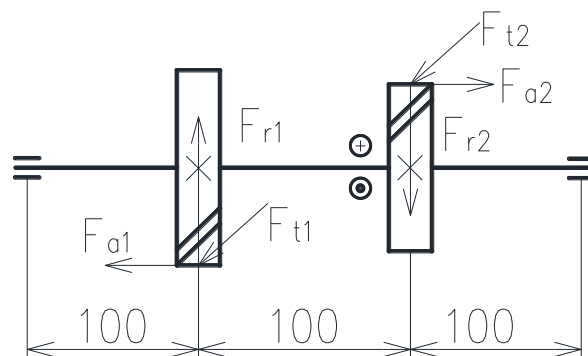
Hình 7.1

Bài 2: hai bánh răng được lắp lên trục có các lực tác dụng như hình 7.2, cho biết: $F_{t1}=4500\text{N}$; $F_{r1}=1638\text{N}$; $F_{t2}=6000\text{N}$; $F_{r2}=2184\text{N}$. Ứng suất cho phép $[\sigma]=60\text{MPa}$ $d_1=150\text{mm}$; $d_2=80\text{mm}$. Xác định:

- Phản lực tại các ổ trục và vẽ biểu đồ moment uốn M_x , M_y và moment xoắn T .
- Moment tương đương M_{td} và đường kính trục tại tiết diện nguy hiểm.
- Vẽ sơ bộ kết cấu trục và chọn đường kính các đoạn trục.



Hình 7.2



Hình 7.3

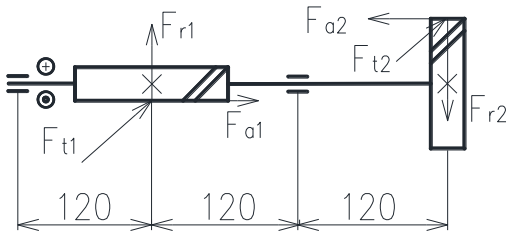
Bài 3: Trục trung gian của hệ thống truyền động có các lực tác dụng như hình 7.3 biết $F_{t1}=6000\text{N}$; $F_{r1}=2260\text{N}$; $F_{a1}=1608\text{N}$; $F_{t2}=9600\text{N}$; $F_{r2}=3600\text{N}$; $F_{a2}=2572\text{N}$; $d_1=160\text{mm}$; $d_2=100\text{mm}$. Ứng suất cho phép $[\sigma]=50\text{MPa}$. Xác định:

- Phản lực tại các ổ trục và vẽ biểu đồ moment uốn M_x , M_y và moment xoắn T .
- Đường kính trục tại tiết diện nguy hiểm và vẽ sơ bộ kết cấu trục.

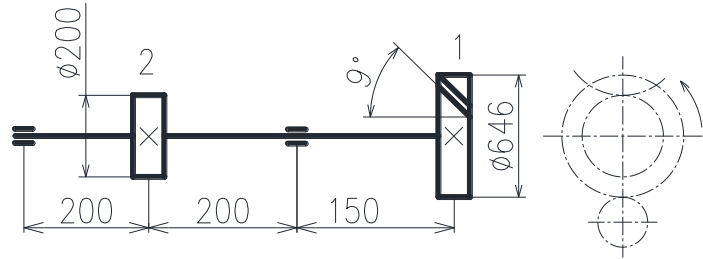
Bài 4: Trục trung gian của hệ thống truyền động có các lực như hình 7.4. Giả sử cho trước: $F_{t1}=6000\text{N}$; $F_{r1}=2400\text{N}$; $F_{a1}=2100\text{N}$; $F_{t2}=18000\text{N}$; $F_{r2}=6300\text{N}$; $F_{a2}=4500\text{N}$; đường kính trục vít $d_1=50\text{mm}$, đường kính bánh răng $d_2=150\text{mm}$. Ứng suất cho phép $[\sigma]=90\text{MPa}$. Xác định:

- Phản lực tại các ổ trục và vẽ biểu đồ moment uốn M_x , M_y và moment xoắn T .
- Đường kính trục tại tiết diện nguy hiểm và vẽ sơ bộ kết cấu trục.

Bài 5: Trục trung gian của hệ thống truyền động bánh răng hình 7.5; truyền chuyển động từ bánh bị dẫn một cặp bánh răng cấp nhanh sang bánh dẫn hai cặp bánh răng cấp chậm. Moment xoắn trên trục $T=4000\text{Nm}$. Tính đường kính trục tại tiết diện nguy hiểm và vẽ sơ đồ kết cấu trục biết ứng suất cho phép $[\sigma]=40\text{MPa}$.



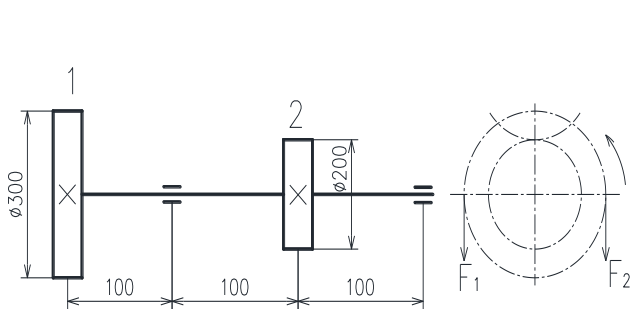
Hình 7.4



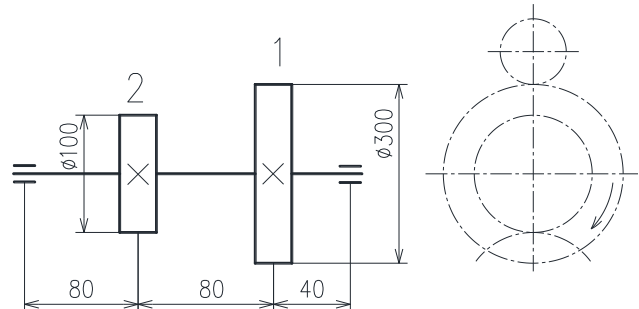
Hình 7.5

Bài 6: Cho trục truyền của hệ thống truyền động gồm bánh đai 1 và bánh răng trụ răng thẳng 2 có các lực tác dụng như hình 7.6. Cho biết các lực tác dụng lên bánh đai $F_1=2447\text{N}$; $F_2=876\text{N}$; lực tác dụng lên bánh răng trụ $F_t=2475\text{N}$; $F_r=900\text{N}$. Trục chế tạo từ thép C45 có $[\sigma]=80\text{MPa}$. Yêu cầu:

- Xác định lực tác dụng lên trục từ bánh đai và moment xoắn T
- Phản lực tại các ổ
- Vẽ biểu đồ moment uốn M_x , M_y và moment xoắn T .
- Đường kính trục tại tiết diện nguy hiểm.



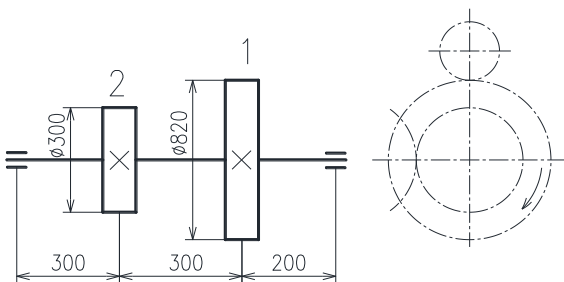
Hình 7.6



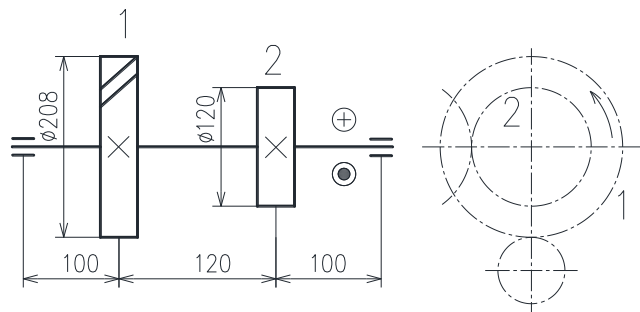
Hình 7.7

Bài 7: Trục trung gian của hộp giảm tốc hình 7.7; truyền chuyển động từ bánh bị dẫn 1 sang bánh dẫn 2. Moment xoắn trên trục $T=600\text{Nm}$. Tính đường kính trục tại tiết diện nguy hiểm và vẽ sơ đồ kết cấu trục biết ứng suất cho phép $[\sigma]=50\text{MPa}$.

Bài 8: Trục trung gian của hộp giảm tốc hai cấp bánh răng trụ răng thẳng trên hình 7.8; truyền chuyển động từ bánh bị dẫn 1 sang bánh dẫn 2. Moment xoắn trên trục $T=1840\text{Nm}$. Tính đường kính trục tại tiết diện nguy hiểm và vẽ sơ đồ kết cấu trục biết ứng suất cho phép $[\sigma]=60\text{MPa}$. Moment uốn, đường kính trục sẽ thay đổi thế nào nếu ta thay đổi chiều quay?



Hình 7.8



Hình 7.9

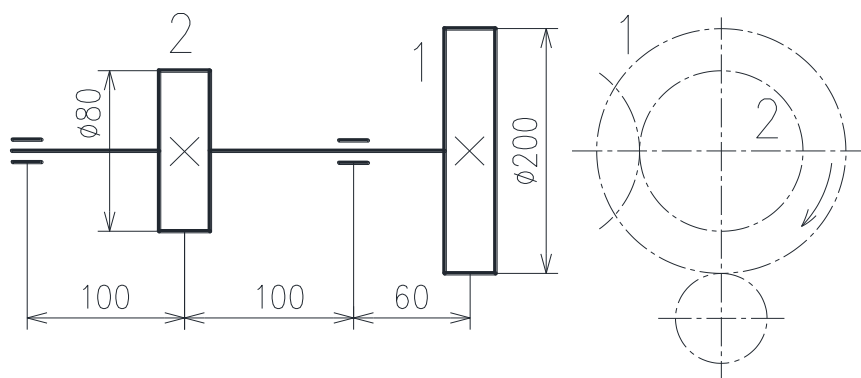
Bài 9: Moment xoắn trên trục có giá trị $T=250\text{Nm}$ được truyền từ bánh răng trụ răng

ngiên 1 (bánh bị có góc nghiêng $\beta = 16,26^\circ$) đến bánh răng thẳng 2 (bánh dẫn) với các số liệu trên hình 7.9. Cho trước ứng suất cho phép $[\sigma] = 80\text{MPa}$. Xác định:

- Phương chiều và giá trị các lực tác dụng lên trục.
- Phản lực tại các ổ.
- Vẽ biểu đồ moment uốn M_x , M_y và moment xoắn T .
- Đường kính trục tại tiết diện nguy hiểm, chọn tiêu chuẩn.

bài 10: Moment xoắn trên trục có giá trị $T = 300\text{Nm}$ được truyền từ bánh răng trụ răng nghiêng 1 (bánh bị có góc nghiêng $\beta = 16^\circ$) đến bánh răng thẳng 2 (bánh dẫn) với các số liệu trên hình 7.10. Cho trước ứng suất cho phép $[\sigma] = 60\text{MPa}$. Xác định:

- Phương chiều và giá trị các lực tác dụng lên trục.
- Phản lực tại các ổ.
- Vẽ biểu đồ moment uốn M_x , M_y và moment xoắn T .
- Đường kính trục tại tiết diện nguy hiểm, chọn tiêu chuẩn.



Hình 7.10

CHƯƠNG 8. Ổ TRỤC

Bài 1: Xác định tuổi thọ tính bằng giờ L_h của ổ bi đỡ 208 nếu ổ làm việc với số vòng quay $n = 650$ vòng/phút trong 2 trường hợp sau:

- Chỉ tải trọng hướng tâm $F_r = 3200\text{N}$.
- Ổ chịu lực hướng tâm $F_r = 3200\text{N}$ và lực dọc trục $F_a = 1000\text{N}$.
- Cỡ ổ trong trường hợp sử dụng ổ bi đỡ.

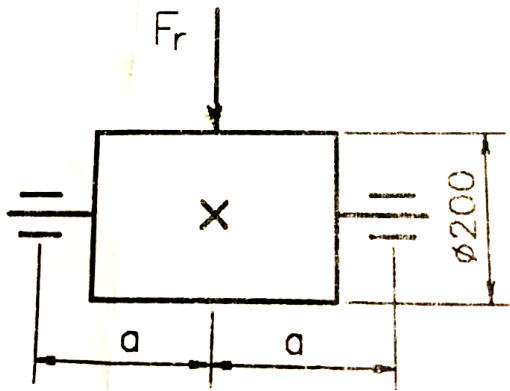
Bài 2: hai đầu trục tang trống bị dẫn của băng tải lắp 2 ổ lăn (hình 8.1). Lực hướng tâm tác dụng lên trục tâm $F_r = 10000\text{N}$. Vận tốc băng tải $v = 2,6\text{m/s}$; đường kính tang trống $D = 200\text{mm}$. Thời gian làm việc tính bằng giờ $L_h = 5000$ giờ. Biết đường kính vòng trong của ổ lăn $d = 50\text{mm}$. Xác định:

- Tải trọng quy ước Q tác động lên ổ và thời gian làm việc L tính bằng triệu vòng quay. Chọn ổ bi đỡ có khả năng tải động và tính lại tuổi thọ L_h của ổ.
- Nếu thay ổ bi đỡ bằng ổ đĩa trụ ngắn cùng cỡ thì tuổi thọ tăng hay giảm bao nhiêu lần.

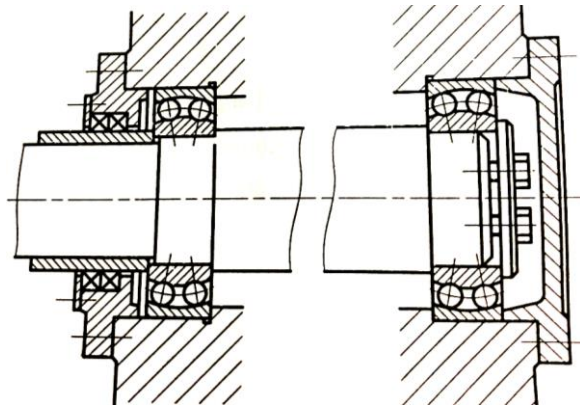
Bài 3: Ổ bi lồng cầu 2 dãy 1000 (Hình 8.2) được lắp trên trục cầu quạt máy có số vòng quay $n = 1250$ vòng/phút; tải trọng lớn nhất có lực hướng tâm $F_r = 2000\text{N}$ và lực dọc trục

$F_a=500\text{N}$. Đường kính ngõng trục $d=55\text{mm}$. Tuổi thọ mong muốn $L_h=8000\text{h}$. Xác định:

- Cỡ ổ bi lồng cầu 2 dãy.
- Cỡ ổ trong trường hợp sử dụng ổ bi đỡ.



Hình 8.1



Hình 8.2

Bài 4: Ổ bi đỡ chịu tác dụng tải trọng động quy ước $Q=10450\text{N}$ tương ứng với tuổi thọ $L=106$ triệu vòng quay. Xác định tuổi thọ của ổ khi làm việc với tải trọng $Q=7450\text{N}$

Bài 5: Ổ bi đỡ một dãy được tính toán cho trường hợp $F_r=1000\text{N}$. Tuy nhiên do lắp ráp không chính xác nên xuất hiện lực dọc trục $F_a=3000\text{N}$. Khi đó tải trọng động quy ước Q và tuổi thọ ổ thay đổi như thế nào?

Bài 6: Ổ trục chỉ chịu tác dụng của lực hướng tâm $F_r=5000\text{N}$, số vòng quay $n=1240$ vòng/phút. Đường kính vòng trong ổ $d=50\text{mm}$. Thời gian làm việc $L_h=6000\text{h}$.

- Chọn ổ bi đỡ theo khả năng tải động và tính lại tuổi thọ L_h của ổ.
- Nếu thay đổi ổ bi bằng ổ đầu trụ ngắn cùng cỡ thì tuổi thọ tăng hay giảm bao nhiêu lần?

Bài 7: Bánh răng trung gian hệ thống truyền động được lắp trên trục và được đỡ bằng 2 ổ lăn như hình 8.3. Lực tác dụng lên trục tâm $F_{r1}=F_{r2}=2183\text{N}$, $F_{t1}=F_{t2}=6000\text{N}$. Số vòng quay $n=540$ vòng/phút. Thời gian làm việc tính bằng giờ $L_h=4500\text{h}$, biết rằng đường kính vòng trong ổ là $d=30\text{mm}$. Xác định:

- Tải trọng quy ước Q tác dụng lên ổ.
- Thời gian làm việc L tính bằng triệu vòng.
- Chọn ổ trong trường hợp sử dụng ổ đầu trụ ngắn đỡ.

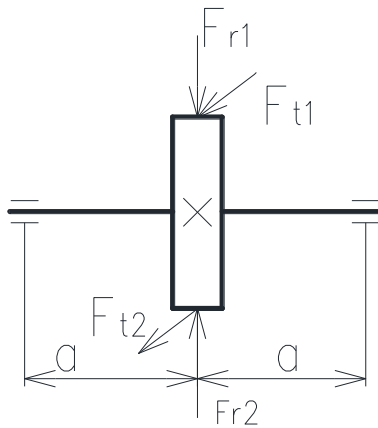
Bài 8: Ổ trục chỉ chịu tác dụng của lực hướng tâm $F_r=15000\text{N}$; $F_a=4500\text{N}$; số vòng quay của trục $n=550$ vòng/phút; đường kính vòng trong ổ $d=50\text{mm}$; thời gian làm việc tính bằng giờ $L=4000$ giờ.

- Chọn ổ bi theo khả năng tải động và tính lại tuổi thọ L_h của ổ.
- Nếu thay đổi ổ bi bằng ổ bi đỡ chặn cùng cỡ thì tuổi thọ thay đổi như thế nào?

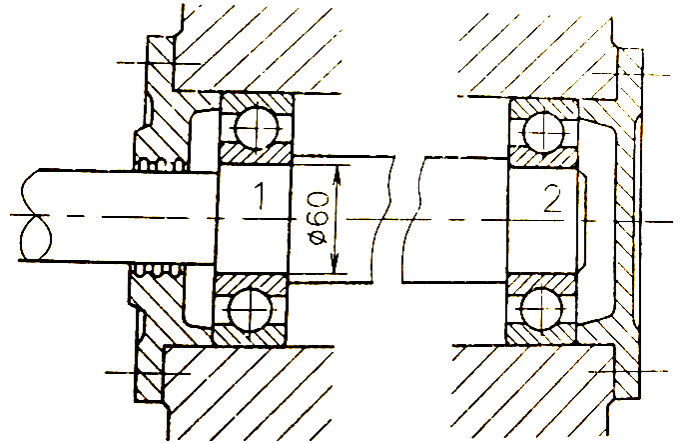
Bài 9: Trục được lắp trên 2 ổ bi đỡ giống nhau 1 và 2 như hình 8.4. Số vòng quay trục $n=720$ vòng/phút; đường kính vòng trong ổ $d=50\text{mm}$; thời gian làm việc tính bằng giờ $L_h=4000\text{h}$. Ổ bi đỡ 1 chỉ chịu lực hướng tâm $F_{r1}=5500\text{N}$; ổ bi đỡ 2 chịu hai lực tác dụng: $F_{r2}=5000\text{N}$; $F_{a2}=1400\text{N}$. Yêu cầu:

- Chọn cỡ ổ cho ổ 1.
- Kiểm nghiệm ổ 2 theo khả năng tải động.
- Tính lại tuổi thọ từng ổ.

Bài 10: Trục chính máy khoan có $d=55\text{mm}$, chịu tác dụng lực dọc trục $F_a=8700\text{N}$ và quay với số vòng $n=400$ vòng/phút. Chọn ổ chặn nếu tuổi thọ mong muốn $L_h=10000$ giờ.



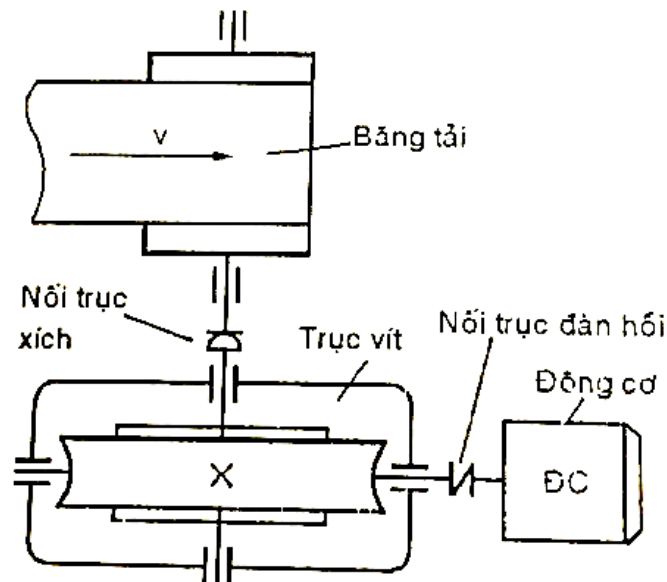
Hình 8.3



Hình 8.4

NỐI TRỤC

Bài 11.1 Chọn và kiểm tra nối trục vòng đàn hồi được sử dụng để nối trục của động cơ với trục của hộp giảm tốc (sơ đồ hình 11.1) với công suất truyền $P = 4,5 \text{ kW}$ và số vòng quay $n = 1420 \text{ vg/ph}$. Vật liệu chốt nối trục thép C45 với ứng suất uốn cho phép $[\sigma_F] = 90 \text{ MPa}$, $[\sigma_d] = 3 \text{ MPa}$.



Bài giải:

- Xác định mômen danh nghĩa có thể truyền qua nối trục:

$$T = 9550 \frac{P}{n} = 9550 \frac{4,5}{1420} = 30264 \text{ Nm}$$

2) Hệ số chế độ làm việc K chọn giá trị 1,45.

3) Theo phụ lục 11.6, ta chọn nối trục vòng đàn hồi có thể truyền mômen xoắn $T = 31,5 \text{ Nm}$ khi đường kính trục $d = 18 \text{ mm}$.

Nối trục này có số chốt $z = 4$, đường kính chốt $d_c = 10 \text{ mm}$, chiều dài chốt $l_c = 19 \text{ mm}$, chiều dài vòng đàn hồi $l_0 = 15 \text{ mm}$. Đường kính qua tâm chốt $D_0 = 58 \text{ mm}$.

4) Kiểm tra độ bền uốn theo công thức (chú ý lực uốn tập trung ở giữa chốt):

$$\sigma_F = \frac{M}{W} = \frac{F_t l_c}{2zW} = \frac{32.2T.10^3 K l_c}{2z\pi D_0 d_c^3}$$

$$\sigma_F = \frac{32T.10^3 K l_c}{\pi z d_c^3 D_0} = \frac{32.30,264.10^3.1,45.19}{\pi.4.10^3.58}$$

$$\sigma_F = 36,6 \text{ MPa} \leq [\sigma_F] = 90 \text{ MPa}$$

5) Kiểm tra độ bền dập giữa chốt và vòng cao su:

$$\sigma_d = \frac{2K.10^3 T}{z D_0 d_c l_c} = \frac{2.1,45.10^3.30,264}{4.58.10.15}$$

$$\sigma_d = 2,52 \text{ MPa} \leq [\sigma_d] = 3...4 \text{ MPa}$$

Do đó, điều kiện bền uốn và bền dập được thỏa.