

ĐẠI HỌC QUỐC GIA THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA
KHOA CƠ KHÍ
BỘ MÔN THIẾT KẾ MÁY

-----oOo-----

ĐỒ ÁN THIẾT KẾ
ĐỀ SỐ 05 – PHƯƠNG ÁN 01
THIẾT KẾ HỆ THỐNG DẪN ĐỘNG XÍCH TẢI

GVHD :

Sinh viên :

TP. Hồ Chí Minh, tháng 10 năm 2026

MỤC LỤC

CHƯƠNG 1: CHỌN ĐỘNG CƠ VÀ PHÂN PHỐI TỈ SỐ TRUYỀN.....	
1.1 Thông số đầu vào.....	
1.2 Hiệu suất và công suất cần thiết.....	
1.3 Chọn động cơ.....	
1.4 Phân phối tỉ số truyền.....	
1.5 Bảng đặc tính kỹ thuật.....	
CHƯƠNG 2: TÍNH TOÁN BỘ TRUYỀN ĐAI THANG.....	
2.1 Chọn tiết diện đai và đường kính bánh đai.....	
2.2 Số đai và lực tác dụng lên trục.....	
CHƯƠNG 3: TÍNH TOÁN BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG TRỤ.....	
3.1 Vật liệu và ứng suất cho phép.....	
3.2 Bộ truyền cấp nhanh.....	
3.3 Bộ truyền cấp chậm.....	
3.4 Lực tác dụng lên trục.....	
CHƯƠNG 4: TÍNH TOÁN TRỤC.....	
4.1 Chọn vật liệu và đường kính sơ bộ.....	
4.2 Kết cấu trục.....	
4.3 Phản lực, mômen và kiểm nghiệm mỏi.....	
4.4 Kiểm nghiệm độ võng và góc xoay.....	
CHƯƠNG 5: CHỌN Ổ LĂN VÀ THEN.....	
5.1 Ổ lăn.....	
5.2 Then.....	
CHƯƠNG 6: VỎ HỘP, LẮP GHÉP VÀ BÔI TRƠN.....	
6.1 Kết cấu vỏ hộp.....	
6.2 Dung sai lắp ghép.....	
6.3 Bôi trơn và lắp ghép.....	
CHƯƠNG 7: KẾT LUẬN.....	
TÀI LIỆU THAM KHẢO.....	

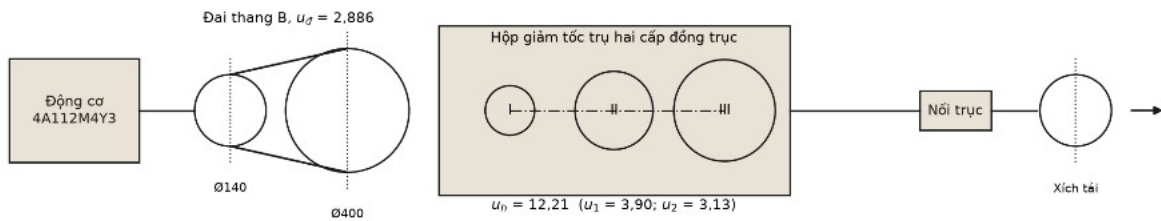
CHƯƠNG 1: CHỌN ĐỘNG CƠ VÀ PHÂN PHỐI TỈ SỐ TRUYỀN

1.1 Thông số đầu vào

Hệ thống dẫn động làm việc một chiều, chịu tải va đập nhẹ, thời gian phục vụ 5 năm, mỗi năm làm việc 268 ngày, 2 ca/ngày, mỗi ca 8 giờ. Tổng thời gian làm việc:

$$L_h = 5 \cdot 268 \cdot 2 \cdot 8 = 21\,440 \text{ h} \quad (1.1)$$

Công suất trên trục công tác 7,0 kW tại số vòng quay 41 v/ph.



Hình 1.1. Sơ đồ động học hệ thống dẫn động

Sơ đồ động học và các tỉ số truyền thể hiện trên Hình 1.1. Phổ tải đã in của đề bài:

Bảng 1.1. Phổ tải làm việc

Bước	Thời gian, s	Mômen T_i/T
1	22	1,0
2	52	0,3
3	18	0,9

1.2 Hiệu suất và công suất cần thiết

Hiệu suất chung của hệ thống:

$$\eta = \eta_d \cdot \eta_{br}^2 \cdot \eta_{ol}^4 \cdot \eta_k = 0,95 \cdot 0,97^2 \cdot 0,990^4 \cdot 1,00 = 0,859 \quad (1.2)$$

Hệ số phổ tải và công suất tương đương:

$$k = \sqrt{\frac{\sum (T_i/T)^2 t_i}{\sum t_i}} = 0,6697 \quad (1.3)$$

$$P_{td} = P_{lv} \cdot k = 7,00 \cdot 0,6697 = 4,69 \text{ kW} \quad (1.4)$$

$$P_{ct} = \frac{P_{td}}{\eta} = \frac{4,69}{0,859} = 5,46 \text{ kW} \quad (1.5)$$

1.3 Chọn động cơ

Động cơ chọn theo công suất tương đương: kiểu **4A112M4Y3**, công suất 5,5 kW, tốc độ 1445 v/ph, hiệu suất 85,5 %, $\cos \varphi = 0,86$.

Bước tải nặng nhất yêu cầu 8,15 kW; với $T_{max}/T_{dn}=2,2$ động cơ có khả năng quá tải 12,1 kW nên đủ khả năng làm việc ở bước nặng.

1.4 Phân phối tỉ số truyền

Tỉ số truyền chung theo tốc độ:

$$u = \frac{n_{dc}}{n_{lv}} = \frac{1445}{41} = 35,24 \quad (1.6)$$

Chọn tỉ số bộ truyền đai $u_d=2,886$; tỉ số hộp giảm tốc $u_h=12,21$, phân đôi theo điều kiện đồng trục $u_1=3,90$, $u_2=3,13$. Tỉ số thực tế:

$$u_{th}=u_d \cdot u_1 \cdot u_2 = 2,886 \cdot 3,90 \cdot 3,13 = 35,23 \quad (1.7)$$

Sai lệch tốc độ trục công tác: 0,05 %, nằm trong giới hạn cho phép.

1.5 Bảng đặc tính kỹ thuật

Bảng 1.2. Đặc tính kỹ thuật của hệ thống dẫn động

Trục	P, kW	n, v/ph	T, N·mm
Động cơ	5,50	1445,0	36 349,5
I	5,22	500,7	99 564,6
II	5,01	128,4	372 686,6
III	4,81	41,0	1 119 831,8
Công tác	4,76	41,0	1 108 191,1

CHƯƠNG 2:

TÍNH TOÁN BỘ TRUYỀN ĐAI THANG

2.1 Chọn tiết diện đai và đường kính bánh đai

Công suất trên trục bánh đai dẫn và tốc độ quay lấy theo bảng đặc tính: $P_1=5,50$ kW, $n_1=1445$ v/ph. Chọn đai thang tiết diện **B**, đường kính bánh đai nhỏ $d_1=140$ mm và bánh đai lớn $d_2=400$ mm.

Tỉ số truyền thực tế của bộ truyền đai:

$$u_d = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} = \frac{400}{140(1-0,01)} = 2,886 \quad (2.1)$$

Vận tốc đai:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 140 \cdot 1445}{60000} = 10,59 \text{ m/s} \quad (2.2)$$

Chiều dài đai và góc ôm bánh đai nhỏ:

$$L = 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 1800 \text{ mm} \quad (2.3)$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57(d_2 - d_1)}{a} = 147,6^\circ \geq 120^\circ \quad (2.4)$$

2.2 Số đai và lực tác dụng lên trục

Số đai chọn $z=3$; lực căng ban đầu $F_0=197,5$ N. Lực tác dụng lên trục:

$$F_r = 2 F_0 z \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 197,5 \cdot 3 \cdot \sin \frac{147,6^\circ}{2} = 1137,7 \text{ N} \quad (2.5)$$

Bảng 2.1. Thông số bộ truyền đai thang

Thông số	Ký hiệu	Giá trị
Tiết diện đai	—	B
Đường kính bánh nhỏ	d_1	140 mm
Đường kính bánh lớn	d_2	400 mm
Tỉ số truyền	u_d	2,886
Khoảng cách trục	a	457,4 mm
Chiều dài đai	L	1800 mm
Số đai	z	3
Lực tác dụng lên trục	F_r	1137,7 N

Tỉ số truyền của bộ truyền đai dùng cho phân phối chung là $u_d=2,886$.

CHƯƠNG 3:

TÍNH TOÁN BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG TRỤ

3.1 Vật liệu và ứng suất cho phép

Bánh răng nhỏ và bánh răng lớn đều dùng Thép 45 tôi cải thiện, HB 241...285 và Thép 45 tôi cải thiện, HB 192...240, độ rắn HB 245 và HB 230. Ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]=470,68$ MPa; ứng suất uốn cho phép của bánh nhỏ và bánh lớn lần lượt 252,92 MPa và 237,27 MPa.

3.2 Bộ truyền cấp nhanh

Tỉ số truyền $u_1=3,909$, khoảng cách trục $a_w=250,0$ mm, môđun pháp $m_n=3,0$ mm, góc nghiêng $\beta=13,59^\circ$, số răng $z_1=33$ và $z_2=129$, bề rộng vành răng $b_1=60$ mm, $b_2=55$ mm.

Kiểm nghiệm ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn:

$$\sigma_H = 269,99 \text{ MPa} < [\sigma_H] = 470,68 \text{ MPa} \quad (3.1)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F1} &= 41,74 \text{ MPa} < [\sigma_{F1}] = 252,92 \text{ MPa}, \sigma_{F2} = 40,17 < [\sigma_{F2}] \\ &= 237,27 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (3.2)$$

3.3 Bộ truyền cấp chậm

Tỉ số truyền $u_2=3,125$, khoảng cách trục $a_w=250,0$ mm, $m_n=3,0$ mm, $\beta=8,11^\circ$, $z_1=40$, $z_2=125$, $b_1=90$ mm, $b_2=85$ mm.

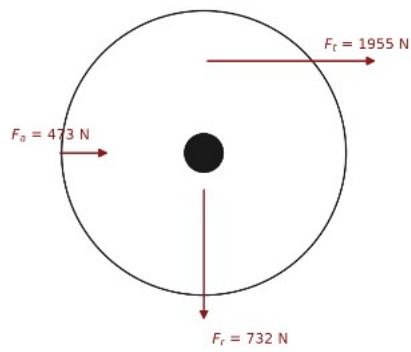
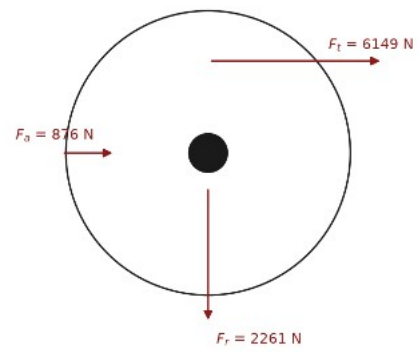
$$\sigma_H = 353,27 \text{ MPa} < [\sigma_H] = 470,68 \text{ MPa} \quad (3.3)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F1} &= 76,61 \text{ MPa} < [\sigma_{F1}] = 252,92 \text{ MPa}, \sigma_{F2} = 74,66 < [\sigma_{F2}] \\ &= 237,43 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (3.4)$$

3.4 Lực tác dụng lên trục

Bảng 3.1. Lực tác dụng của hai cấp bánh răng

Cấp	F_t, N	F_r, N	F_a, N
Nhanh	1955,1	732,1	472,6
Chậm	6149,3	2260,8	876,2

Cấp nhanh: $m_n = 3,0 \text{ mm}$, $z = 33/129$, $\beta = 13,59^\circ$ Cấp chậm: $m_n = 3,0 \text{ mm}$, $z = 40/125$, $\beta = 8,11^\circ$ **Hình 3.1. Lực tác dụng tại mỗi cặp bánh răng**

Chiều và độ lớn các lực thể hiện trên Hình 3.1; các lực này là đầu vào cho tính trực ở chương sau.

CHƯƠNG 4: TÍNH TOÁN TRỤC

4.1 Chọn vật liệu và đường kính sơ bộ

Vật liệu ba trục: Thép 45 tôi cải thiện, độ rắn HB 192...240. Đường kính sơ bộ tính theo mômen xoắn:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}} \quad (4.1)$$

Đường kính sơ bộ và vật liệu của ba trục:

Bảng 4.1. Đường kính sơ bộ và vật liệu trục

Trục	Vật liệu	d sơ bộ, mm	$[\tau]$, MPa	Then trên trục
I	Thép 45 tôi cải thiện	30,2	18	8×7×50; 12×8×56
II	Thép 45 tôi cải thiện	43,9	22	14×9×63; 14×9×80
III	Thép 45 tôi cải thiện	58,5	28	20×12×90; 18×11×110

4.2 Kết cấu trục

Các đoạn trục được bố trí theo thứ tự: ổ lăn — vòng chắn dầu — bánh răng — vai trục — ổ lăn; chiều dài từng đoạn theo kết cấu ổ, mayơ bánh răng và nối trục.

Bảng 4.2. Các đoạn trục

Trục	Đoạn	d , mm	l , mm
I	1	30	54
I	2	35	114
I	3	40	60
I	4	47	14
I	5	35	33
II	1	45	41
II	2	50	70
II	3	60	105
II	4	50	90
II	5	45	46
III	1	65	33
III	2	80	10
III	3	70	98
III	4	65	109
III	5	63	140

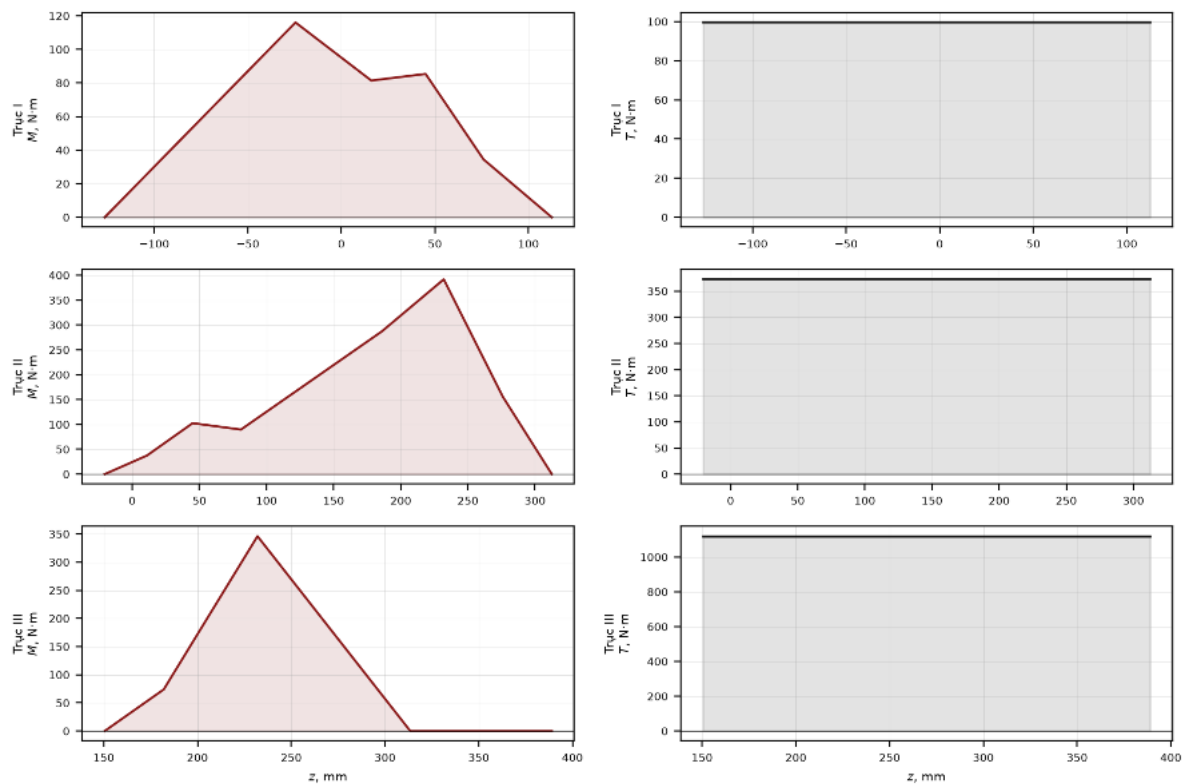
Rãnh then dùng then bằng theo TCVN 2261-77, chiều rộng rãnh N9.

4.3 Phản lực, mômen và kiểm nghiệm mối

Tải tác dụng gồm lực vòng, lực hướng tâm và lực dọc trục của bánh răng, lực căng đai trên trục I và lực nổi trục trên trục III. Phản lực và mômen uốn được giải từ cân bằng tĩnh; mômen tại mặt cắt nguy hiểm $M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$.

Bảng 4.3. Mặt cắt nguy hiểm và hệ số an toàn mối

Trục	x , mm	d , mm	M , N·mm	T , N·mm	s
I	-126,5	30	0	99 565	7,99
I	-98,5	30	31 855	99 565	7,42
I	16,0	35	81 450	99 565	5,86
I	45,0	40	85 421	99 565	7,79
I	76,0	40	34 478	99 565	16,39
I	90,0	35	21 254	99 565	14,08
II	11,0	45	37 478	372 687	7,41
II	45,0	50	102 532	372 687	7,74
II	81,0	50	89 702	372 687	9,57
II	186,0	50	287 172	372 687	4,80
II	232,0	50	391 614	372 687	3,36
II	276,0	45	155 584	372 687	4,88
III	172,0	65	50 455	1 119 832	7,60
III	182,0	70	73 922	1 119 832	9,15
III	232,0	70	346 050	1 119 832	6,48
III	280,0	65	142 242	1 119 832	6,84
III	389,0	63	0	1 119 832	7,07



Hình 4.1. Biểu đồ mômen uốn và mômen xoắn của ba trục

Mômen uốn M và mômen xoắn T dọc trục thể hiện trên Hình 4.1.

Hệ số an toàn mỗi tính theo T1 (10.19)–(10.26) với hệ số tập trung ứng suất của rãnh then, mỗi ghép có độ dôi và góc lượn vai trục; mọi mặt cắt có $s \geq [s] = 1,5$.

4.4 Kiểm nghiệm độ võng và góc xoay

Độ võng tại tâm ăn khớp được giới hạn $[y] = 0,01 \text{ m} = 0,03 \text{ mm}$ và góc xoay tại gối $[\theta] = 0,001 \text{ rad}$, kiểm tra ngay khi chọn ổ; độ võng toàn trục và góc xoay lớn nhất theo T1 §10.3 lấy $[y] = 0,15 \text{ mm}$, $[\theta] = 0,002 \text{ rad}$, độ xoắn cho phép $[\theta_0] = 1 \text{ }^\circ/\text{m}$.

Bảng 4.4. Kiểm nghiệm độ võng và xoắn

Trục	$y_{max}, \text{ mm}$	$[y], \text{ mm}$	$\theta_{max}, \text{ rad}$	$\theta_0, \text{ }^\circ/\text{m}$
I	0,0724	0,15	0,00068	0,89
II	0,0327	0,15	0,00045	0,66
III	0,0106	0,15	0,00005	0,62

Thời gian làm việc dùng cho tính bền: 21 440 h. Bản vẽ chế tạo trục ra (trục III) trình bày trên khổ A3 kèm dung sai, nhám bề mặt và yêu cầu kỹ thuật.

CHƯƠNG 5: CHỌN Ổ LĂN VÀ THEN

5.1 Ổ lăn

Ổ lăn chọn theo tải trọng quy ước và tuổi thọ yêu cầu $L_h = 21\,440$ h. Tuổi thọ tính theo T1 (11.16): $L_h = 10^6 / (60n)(C/Q)^m$, với $m=3$ cho ổ bi.

Bảng 5.1. Ổ lăn đã chọn

Vị trí	Ký hiệu	$d \times D \times B$, mm	C , kN	C_0 , kN	L_h , h
Ổ lăn trục I (trái)	307	35×80×21	26,2	17,9	33 776
Ổ lăn trục I (phải)	307	35×80×21	26,2	17,9	182 357
Ổ lăn trục II (trái)	46209	45×85×19	30,4	23,6	49 830
Ổ lăn trục II (phải)	46209	45×85×19	30,4	23,6	47 093
Ổ lăn trục III (trái)	213	65×120×23	44,9	34,7	1 221 263
Ổ lăn trục III (phải)	213	65×120×23	44,9	34,7	480 449

Mọi ổ có tuổi thọ tính toán lớn hơn 21 440 h; ổ trên trục III chịu mômen lớn nhất nhưng tốc độ thấp nên tuổi thọ dư nhiều.

5.2 Then

Then bằng chọn theo đường kính trục (Bảng 9.1a), chiều dài theo chiều dài mayơ; kiểm nghiệm dập và cắt:

$$\sigma_d = \frac{2T}{d l_t (h - t_1)} \leq [\sigma_d], \tau_c = \frac{2T}{d l_t b} \leq [\tau_c] \quad (5.1)$$

Bảng 5.2. Kiểm nghiệm then

Trục	Chi tiết	$b \times h \times l$	σ_d , MPa	$[\sigma_d]$	τ_c , MPa	$[\tau_c]$
I	Bánh đai bị động	8×7×50	44,25	100	16,59	40
I	Bánh răng nhỏ cấp nhanh	12×8×56	29,63	100	7,41	40
II	Bánh răng lớn cấp nhanh	14×9×63	67,61	100	16,90	40
II	Bánh răng nhỏ cấp chậm	14×9×80	53,24	100	13,31	40
III	Bánh răng lớn cấp chậm	20×12×90	79,00	100	17,78	40
III	Mayơ nối trục	18×11×110	80,80	100	17,95	40

Các then đều đạt; rãnh then trên trục gia công bằng dao phay ngón, miền dung sai chiều rộng N9.

CHƯƠNG 6: VỎ HỘP, LẮP GHÉP VÀ BÔI TRƠN

6.1 Kết cấu vỏ hộp

Vỏ hộp đúc bằng gang xám GX 15-32, các kích thước theo T2 Bảng 18-1 với khoảng cách trục $a_w = 250$ mm:

- chiều dày thành thân $\delta = 10,5$ mm, thành nắp $\delta_1 = 10,0$ mm;
- gân tăng cứng $e = 8,9$ mm;
- bu lông nền $d_1 = M 20$, bu lông ổ $d_2 = M 16$, bu lông ghép nắp $d_3 = M 14$, vít cửa thăm $d_5 = M 8$;
- kích thước bao: dài 458 mm, rộng 846 mm, cao 479 mm; chiều cao tâm trục 254 mm.

Nắp ổ chọn theo đường kính ngoài ổ (Bảng 18-2), có cổ định vị và vòng chắn dầu; phốt chặn dầu lắp ở đầu trục ra và trục vào.

6.2 Dung sai lắp ghép

Bảng 6.1. Một số mối ghép và miền dung sai

Chi tiết	Danh nghĩa	Miền dung sai
Vòng trong ổ lăn trục I (trái)	Ø35	k6
Vòng ngoài ổ lăn trục I (trái)	Ø80	H7
Vòng trong ổ lăn trục I (phải)	Ø35	k6
Vòng ngoài ổ lăn trục I (phải)	Ø80	H7
Vòng trong ổ lăn trục II (trái)	Ø45	k6
Vòng ngoài ổ lăn trục II (trái)	Ø85	H7
Vòng trong ổ lăn trục II (phải)	Ø45	k6
Vòng ngoài ổ lăn trục II (phải)	Ø85	H7
Vòng trong ổ lăn trục III (trái)	Ø65	k6
Vòng ngoài ổ lăn trục III (trái)	Ø120	H7
Vòng trong ổ lăn trục III (phải)	Ø65	k6
Vòng ngoài ổ lăn trục III (phải)	Ø120	H7
Bánh răng nhỏ cấp nhanh	Ø40	H7/k6
Bánh răng lớn cấp nhanh	Ø50	H7/k6
Bánh răng nhỏ cấp chậm	Ø50	H7/k6
Bánh răng lớn cấp chậm	Ø70	H7/k6
Bánh đai bị động	Ø30	H7/k6
Cổ trục I	Ø30	k6

Vòng trong ổ lăn lắp trên trục theo k6, vòng ngoài theo H7; bánh răng lắp trên trục theo k6; rãnh then theo N9/h9 (TCVN 2245-99).

6.3 Bôi trơn và lắp ghép

Bánh răng ngâm dầu; lượng dầu 9,0 l; mức dầu từ -192,7 mm đến -168,9 mm; dầu bôi trơn độ nhớt 160 cSt ở 50 °C (T2 Bảng 18-11: $\sigma_b = 750 \text{ MPa}$, $v = 0,81 \text{ m/s} < 1 \text{ m/s}$).

Yêu cầu lắp ghép: rửa sạch chi tiết trước khi lắp, bôi mỡ cho ổ lăn, điều chỉnh khe hở dọc trục bằng bộ đệm, kiểm tra độ êm khi quay và chạy rà không tải trước khi bàn giao.

CHƯƠNG 7:

KẾT LUẬN

Hệ thống dẫn động xích tải đã được tính toán hoàn chỉnh:

- động cơ **4A112M4Y3**, công suất 5,5 kW, tốc độ 1445 v/ph;
- tỉ số truyền chung 35,23, trong đó bộ truyền đai 2,886 và hộp giảm tốc hai cấp đồng trục 12,21 ($u_1=3,90$, $u_2=3,13$);
- bánh răng cấp nhanh $m_n=3,0$ mm, $z=33/129$; cấp chậm $m_n=3,0$ mm, $z=40/125$;
- các trục, ổ lăn và then đều đạt kiểm nghiệm bền mỏi, độ võng và tuổi thọ.

Kết quả được thể hiện trên bản vẽ lắp A0 hộp giảm tốc, bản vẽ chế tạo A3 trục ra, cùng bảng kê chi tiết và bản thuyết minh này.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Trịnh Chất, Lê Văn Uyển, *Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí, tập 1*, Nhà xuất bản Giáo dục.
- [2] Trịnh Chất, Lê Văn Uyển, *Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí, tập 2*, Nhà xuất bản Giáo dục.
- [3] TCVN 2245-99, *Hệ thống ISO về dung sai và lắp ghép*.
- [4] Đề đồ án Thiết kế máy ME2011 – ME3139, *Đề số 5 – Phương án 1*.