

ỨNG DỤNG AUTODESK INVENTOR TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI HÌNH THANG

ThS. Nguyễn Mạnh Nền – Trường Đại học Hàng hải Việt Nam
ThS. Nguyễn Thành Trung – Trường Đại học Y - Dược Hải Phòng

Tóm tắt: Truyền động đai nói chung và đặc biệt là truyền động đai thang (V-Belt) là bộ truyền động được ứng dụng rộng rãi trong cơ khí. Việc tính toán thiết kế các bộ truyền động đai vừa phải đảm bảo khả năng kéo để không xảy ra trượt, vừa phải đảm bảo tuổi thọ của bộ truyền. Quá trình tính toán thường phải qua nhiều bước phức tạp, sử dụng nhiều hệ số xác định từ thực nghiệm nên mất nhiều thời gian và gây sai số tích lũy đáng kể. Với sự phát triển mạnh mẽ của các phần mềm hỗ trợ thiết kế cơ khí như hiện nay, các bộ truyền động được tính toán một cách nhanh chóng, độ chính xác cao. Tuy nhiên, người thiết kế phải nắm rõ cơ sở lý thuyết để đưa ra các phương án một cách hợp lý. Bài báo này đề xuất phương án ứng dụng phần mềm Autodesk Inventor để tính toán thiết kế bộ truyền động đai thang có giải thích đầy đủ cơ sở tính toán để làm tài liệu tham khảo cho các kỹ sư thiết kế, các bạn sinh viên khối ngành kỹ thuật...

Từ khóa: Autodesk Inventor, truyền động đai thang, truyền động đai.

1 Đặt vấn đề

Theo truyền thống, việc tính toán thiết kế bộ truyền động đai được thực hiện thủ công, trên cơ sở kết hợp cả lý thuyết thực nghiệm. Người ta sẽ xây dựng phương pháp tính toán cho bộ truyền động đai tiêu chuẩn (bộ truyền động đai có 2 bánh đai, tỉ số truyền lý thuyết $i = 1$, chiều dài dây đai ở một giá trị tiêu chuẩn được quy định phụ thuộc vào từng loại đai và loại tiết diện đai...), từ đó đưa ra các hệ số theo thực nghiệm để hiệu chỉnh trong quá trình tính toán các bộ truyền động đai có thông số khác với bộ truyền động đai tiêu chuẩn. Các hệ số hiệu chỉnh thường được cho dưới dạng các công thức thực nghiệm, các bảng hoặc đồ thị. Quá trình tính toán, tra bảng hay đồ thị mất nhiều thời gian và tồn tại sai số ảnh hưởng đáng kể đến kết quả tính toán. Các tài liệu hướng dẫn, tài liệu tham khảo cho quá trình tính toán thiết kế ở Việt Nam đa số đều lấy theo các tiêu chuẩn cũ của Nga, ít được cập nhật.

Hiện nay, sự phát triển mạnh mẽ của công nghệ giúp các nhà nghiên cứu, nhà sản xuất có điều kiện làm thực nghiệm với các trang thiết bị hiện đại hơn, cho kết quả chính xác hơn, phù hợp với sự phát triển của vật liệu chế tạo chi tiết máy trong bộ truyền động. Ngoài ra, bằng sự hỗ trợ

của các phần mềm hỗ trợ thiết kế cơ khí như Inventor, SolidWorks..., quá trình tính toán các bộ truyền động cơ khí đã được tự động hóa. Cơ sở tính toán và hệ số hiệu chỉnh được cập nhật theo các kết quả nghiên cứu mới theo nhiều bộ tiêu chuẩn của các quốc gia khác nhau như ANSYS, DIN, JIS... Các hệ số hiệu chỉnh đa phần được phần mềm tự động tính toán theo các thông số cụ thể của bộ truyền động nên thuận tiện cho người thiết kế, không mất nhiều thời gian tra cứu. Tuy nhiên, để khai thác được tối đa hiệu quả của phần mềm, từ đó đưa ra các phương án thiết kế, các biện pháp xử lý chính xác, hợp lý cho từng tình huống cụ thể thì người thiết kế phải nắm rõ cơ sở lý thuyết.

Trong bài báo này, nhóm tác giả giới thiệu phương án tự động tính toán thiết kế bộ truyền động đai hình thang bằng phần mềm Autodesk Inventor có giải thích về cơ sở lý thuyết được sử dụng trong phần mềm để làm tài liệu tham khảo cho các kỹ sư thiết kế, các bạn sinh viên khối ngành kỹ thuật...

2 Cơ sở lý thuyết tính toán thiết kế bộ truyền động đai hình thang

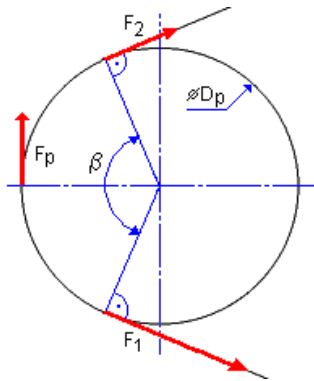
2.1 Cơ học truyền động đai

Khi xét trên một bánh đai bất kỳ, ta có:

- Lực căng trên hai nhánh đai:

$$F_1 + F_2 = 2ZF_t \text{ hay } F_t = 0,5 \left(\frac{F_1 + F_2}{Z} \right), N \quad (1)$$

Trong đó: F_1 – lực căng trên nhánh vào bánh đai;
 F_2 – Lực căng trên nhánh ra khỏi bánh đai; F_t –
 lực căng ban đầu trên mỗi dây đai; Z – số dây đai.



Hình 1: Lực căng trên hai nhánh đai

- Lực căng có ích (lực tiếp tuyến, lực vòng):

$$F_p = \frac{P}{v}, N \quad (2)$$

Trong đó: P – công suất truyền; v – vận tốc vòng của đai:

$$v = \frac{\pi D_p n}{60}, m/s \quad (3)$$

Với: D_p – đường kính tính toán của bánh đai; n –
 tốc độ quay của bánh đai.

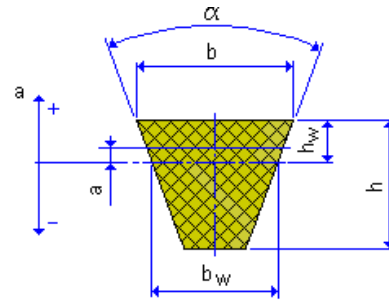
- Xét đến lực quán tính khi đai chuyển động
 vòng qua các bánh đai, ta có:

$$\frac{F_{li} - F_c}{F_{2i} - F_c} = e^{f_i \beta_i} \quad (4)$$

$$F_c = Zmv^2, N \quad (5)$$

$$f = \frac{f_g + vf_{mod}}{\sin(\alpha/2)} \quad (6)$$

Trong đó: F_{li} , F_{2i} – lực căng trên nhánh vào và
 nhánh ra trên bánh đai thứ i ; f_i – hệ số ma sát thay
 thế giữa đai và bánh đai thứ i , được tính theo (6);
 β_i – góc ôm của đai trên bánh đai thứ i ; F_c – lực
 quán tính; được tính theo (5); m – khối lượng một
 mét dài của đai; f_g – hệ số ma sát giữa đai và bánh
 đai; f_{mod} – hệ số hiệu chỉnh ma sát theo vận tốc;
 α – góc chêm của đai (hình 2).



Hình 2: Tiết diện đai hình thang

Từ các mối quan hệ trên, ta có thể xác định
 lực căng trên các nhánh đai theo tải trọng (công
 suất và vận tốc) như sau:

$$F_{li} = \frac{e^{f_i \beta_i}}{e^{f_i \beta_i} - 1} F_{pi} + F_c \quad (7)$$

$$F_{2i} = \frac{e^{f_i \beta_i}}{e^{f_i \beta_i} + 1} F_{pi} + F_c$$

- Lực căng lớn nhất trên các nhánh đai:

$$F_{lmax} = \max(F_{li}), N \quad (8)$$

- Lực căng thực tế lớn nhất trên một dây đai
 ở trạng thái đầy tải:

$$F_{tmax} = \frac{k_1 F_{lmax}}{Z}, N \quad (9)$$

Trong đó: k_1 – hệ số căng đai, $k_1 = 1,0 \div 1,5$, cho
 phép kiểm soát lực căng ban đầu của đai, được
 lấy theo khuyến nghị của nhà sản xuất.

- Lực tác dụng lên trục bánh đai:

$$F_n = \sqrt{F_{li}^2 + F_{2i}^2 - 2F_{li}F_{2i} \cos \beta_i}, N \quad (10)$$

- Lực tác dụng lên trục khi căng đai và khi
 không tải:

$$F_v = 2ZF_t \sin \frac{\beta}{2}, N \quad (11)$$

2.2 Tính toán sức bền bộ truyền động đai

Bộ truyền động đai được tính toán thiết kế
 vừa phải thỏa mãn điều kiện bền kéo để tránh
 trượt trơn do quá tải, vừa phải đảm bảo tuổi thọ
 theo độ bền mỏi vì ứng suất trong đai thay đổi
 theo chu kỳ khi làm việc [2]. Để đảm bảo các điều
 kiện đó, công suất định mức của bộ truyền động
 đai tiêu chuẩn P_{RB} được xác định từ thực nghiệm,
 là hàm số phụ thuộc vào tốc độ, đường kính và tỉ
 số truyền của đường kính bánh nhỏ (bảng 1 [7]).

Bảng 1: Công suất định mức và công suất cộng thêm theo vận tốc

Rpm of Small pulley	Pitch diameter of small pulley (mm)																		Additional power per belt for speed ratio, watts											
	455	480	510	535	560	585	610	635	660	685	710	735	760	785	810	865	915	1-1.01	1.02-1.04	1.05-1.08	1.09-1.12	1.13-1.18	1.19-1.24	1.25-1.35	1.35-1.51	1.52-1.99	2 and over			
50	3,385	3,684	3,975	4,273	4,564	4,855	5,138	5,429	5,712	6,003	6,286	6,570	6,853	7,136	7,412	7,979	1,044	0	30	67	97	134	164	201	231	268	298			
100	6,063	6,614	7,166	7,681	8,277	8,799	9,312	9,918	10,440	10,962	11,484	12,006	12,528	13,050	13,572	14,616	15,660	0	67	134	201	268	328	395	462	529	597			
150	8,501	9,247	10,067	10,887	11,633	12,453	13,199	13,945	14,765	15,511	16,256	17,002	17,822	18,568	19,314	20,805	22,222	0	97	201	298	395	500	597	694	798	895			
200	10,738	11,782	12,751	13,795	14,839	15,883	16,853	17,822	18,792	19,761	20,730	21,700	22,669	23,639	24,608	26,547	28,411	0	134	268	395	529	664	798	925	1,059	1,193			
250	12,826	14,094	15,361	16,555	17,822	19,015	20,208	21,402	22,595	23,788	24,981	26,174	27,393	28,486	29,612	31,841	34,078	0	164	336	500	664	828	992	1,163	1,327	1,491			
300	14,839	16,331	17,748	19,164	20,656	22,073	23,415	24,832	26,249	27,591	28,933	30,275	31,618	32,960	34,228	36,838	39,373	0	201	395	597	798	992	1,193	1,394	1,588	1,790			
350	16,704	18,419	20,059	21,700	23,266	24,906	26,472	28,038	29,604	31,096	32,662	34,153	35,644	37,061	38,553	41,386	44,145	0	231	462	694	932	1,163	1,394	1,626	1,857	2,088			
400	18,493	20,358	22,147	24,012	25,801	27,516	29,306	31,021	32,736	34,377	36,092	37,658	39,298	40,864	42,430	45,488	48,396	0	268	529	798	1,059	1,327	1,588	1,857	2,125	2,386			
435	19,686	21,982	23,639	25,503	27,442	29,306	31,170	32,960	34,836	36,539	38,254	39,970	41,685	43,325	44,966	48,098	51,080	0	291	574	865	1,156	1,439	1,730	2,021	2,312	2,595			
450	20,134	22,222	24,235	26,174	28,113	30,052	31,916	33,780	35,644	37,434	39,224	40,939	42,654	44,295	45,935	49,142	52,124	0	298	597	895	1,193	1,491	1,790	2,088	2,386	2,685			
500	21,700	23,937	26,100	28,187	30,275	32,363	34,377	36,316	38,254	40,193	42,132	44,071	45,962	47,852	49,742	52,124	54,506	0	328	664	992	1,327	1,655	1,991	2,319	2,655	2,983			
550	23,191	25,503	27,815	30,052	32,289	34,451	36,539	38,627	40,641	42,579	44,518	46,383	48,172	49,887	51,602	54,809	57,717	0	365	731	1,096	1,462	1,827	2,185	2,550	2,916	3,281			
575	23,862	26,249	28,635	30,947	33,184	35,421	37,583	39,671	41,685	43,698	45,637	47,501	49,291	51,006	52,721	55,853	58,761	0	380	761	1,133	1,529	1,909	2,289	2,670	3,050	3,430			
600	24,534	26,994	29,381	31,767	34,078	36,316	38,553	40,641	42,729	44,742	46,681	48,545	50,335	52,050	53,690	56,748	59,507	0	395	798	1,193	1,588	1,991	2,386	2,781	3,184	3,579			
650	25,727	28,337	30,872	33,333	35,719	38,031	40,268	42,430	44,518	46,532	48,396	50,260	52,050	53,690	55,256	58,090	60,551	0	433	865	1,290	1,723	2,155	2,588	3,020	3,445	3,878			
690	26,621	29,306	31,916	34,377	36,838	39,149	41,461	43,623	45,711	47,650	49,589	51,379	53,019	54,660	56,077	58,687	61,116	0	455	917	1,372	1,834	2,289	2,744	3,207	3,661	4,116			
700	26,845	29,530	32,140	34,675	37,061	39,448	41,685	43,847	45,935	47,949	49,813	51,602	53,243	54,809	56,226	58,761	61,116	0	462	932	1,394	1,857	2,319	2,781	3,251	3,714	4,176			
750	27,815	30,574	33,258	35,794	38,254	40,641	42,878	45,040	47,054	48,992	50,782	52,423	53,989	55,406	56,599	58,599	61,116	0	500	999	1,491	1,991	2,491	2,983	3,482	3,982	4,474			
800	28,635	31,469	34,153	36,763	39,224	41,610	43,773	45,861	47,874	49,664	51,304	52,796	54,138	55,331	56,524	58,524	61,116	0	529	1,059	1,588	2,125	2,655	3,184	3,714	4,243	4,772			
850	29,306	32,214	34,899	37,509	39,970	42,281	44,444	46,383	48,247	49,887	51,379	52,646	54,078	55,331	56,524	58,524	61,116	0	567	1,126	1,693	2,252	2,819	3,385	3,945	4,511	5,071			
900	29,903	32,736	35,495	38,031	40,417	42,654	44,667	46,532	48,247	49,664	51,304	52,796	54,138	55,331	56,524	58,524	61,116	0	597	1,193	1,790	2,386	2,983	3,579	4,176	4,772	5,369			
950	30,275	33,184	35,868	38,329	40,641	42,729	44,667	46,308	47,799	49,291	50,782	52,273	53,764	55,255	56,746	58,237	60,728	0	634	1,260	1,887	2,520	3,154	3,781	4,407	5,041	5,675			
1,000	30,574	33,407	36,017	38,404	40,641	42,579	44,295	45,935	47,575	49,215	50,855	52,495	54,135	55,775	57,415	59,055	60,695	0	664	1,327	1,991	2,655	3,318	3,982	4,638	5,309	5,973			
1,050	30,648	33,407	35,943	38,254	40,268	42,057	43,846	45,635	47,424	49,213	50,992	52,781	54,570	56,359	58,148	59,937	61,726	0	694	1,394	2,088	2,789	3,482	4,176	4,877	5,572	6,271			
1,100	30,574	33,258	35,644	37,807	39,671	41,535	43,399	45,263	47,127	48,991	50,855	52,719	54,583	56,447	58,311	60,175	62,039	0	731	1,462	2,185	2,916	3,646	4,377	5,108	5,839	6,570			
1,150	30,275	32,885	35,122	37,061	38,900	40,739	42,578	44,417	46,256	48,095	49,934	51,773	53,612	55,451	57,290	59,129	60,968	0	761	1,529	2,289	3,050	3,818	4,579	5,339	6,100	6,868			
1,200	29,903	32,289	34,377	36,316	38,255	40,194	42,133	44,072	46,011	47,950	49,889	51,828	53,767	55,706	57,645	59,584	61,523	0	798	1,596	2,386	3,184	3,982	4,772	5,570	6,368	7,166			
1,250	29,231	31,469	33,407	35,346	37,285	39,224	41,163	43,102	45,041	46,980	48,919	50,858	52,797	54,736	56,675	58,614	60,553	0	828	1,663	2,483	3,318	4,146	4,974	5,802	6,629	7,464			
1,300	28,411	30,499	32,407	34,315	36,223	38,131	40,039	41,947	43,855	45,763	47,671	49,579	51,487	53,395	55,303	57,211	59,119	0	865	1,730	2,588	3,453	4,310	5,175	6,033	6,898	7,763			

Bảng 2: Hệ số ảnh hưởng của góc ôm trên bánh nhỏ

Arc of contact, degrees	Correction factor	Arc of contact, degrees	Correction factor
180	1.00	133	0.87
174	0.99	127	0.85
169	0.97	120	0.82
163	0.96	113	0.80
157	0.94	106	0.77
151	0.93	90	0.73
145	0.91	91	0.70
139	0.89	83	0.65

Công suất định mức các bộ truyền động đai cụ thể P_R được xác định từ công suất định mức của bộ truyền động đai tiêu chuẩn có kể đến các yếu tố ảnh hưởng khác nhau giữa bộ truyền động đai tiêu chuẩn và bộ truyền động đai thực tế.

$$P_R = P_{RB} c_1 c_2 c_3 c_4 c_5, \text{ kW} \quad (12)$$

$$c_1 = \frac{5}{4} \left[1 - 5^{-\frac{\beta}{180}} \right] \quad (13)$$

Trong đó: c_1 – hệ số ảnh hưởng của góc ôm trên bánh nhỏ, được tính theo (13) [1] hoặc tra các bảng do nhà sản xuất đưa ra, ví dụ như bảng 2 [7]; c_3 – hệ số ảnh hưởng của chiều dài đai, do các nhà sản xuất đai đưa ra, ví dụ như bảng 3 [7]; c_4 – hệ số ảnh hưởng của số dây đai (bảng 4 [1]); c_5 – hệ số ảnh hưởng của số bánh đai (bảng 5 [1]).

Số dây đai cần thiết xác định theo công thức:

$$Z_{er} = \frac{c_2 P}{P_R} \quad (14)$$

Ngoài ra, khả năng tải của bộ truyền động đai cần thỏa mãn các điều kiện sau:

i) Hệ số tải trọng thực tế C_{PR} không nhỏ hơn hệ số tải trọng c_2 :

$$C_{PR} = \frac{Z P_R}{P} \geq c_2 \quad (15)$$

Trong đó, hệ số tải trọng c_2 phụ thuộc vào loại động cơ dẫn động và loại tải trọng của máy công tác tác dụng lên bộ truyền động đai (bảng 6 [1]).

ii) Lực căng lớn nhất trên một dây đai F_{tmax} không vượt quá lực căng lớn nhất cho phép F_{max} và không nhỏ hơn lực căng ban đầu F_i :

$$F_i \leq F_{tmax} \leq F_{max} = \frac{P_R}{v} \quad (16)$$

iii) Vận tốc vòng của đai và tần số uốn của đai không vượt quá trị số cho phép:

$$v \leq v_{max} \text{ và } f_b \leq f_{max}$$

Vận tốc cho phép và tần số uốn cho phép phụ thuộc vào từng loại đai và do nhà sản xuất đưa ra:

$$f_b = \frac{vk}{L_w}, \text{ Hz} \quad (17)$$

Trong đó: k – số bánh đai; L_w – chiều dài đai.

Ngoài ra, khi muốn kiểm tra tuổi thọ chính xác của đai có thể tính theo công thức [8]:

$$H_0 = N_{0c} \frac{L_w}{60\pi f_b d_p} \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\max}} \right)^8 C_i \quad (18)$$

$$C_i = 1,5i^{1/3} - 0,5 \quad (19)$$

Trong đó: $N_{0c} = 470.000$ – số chu kỳ cơ sở; σ_{-1} – giới hạn bền mỏi vật liệu đai; $\sigma_{\max}$ – ứng suất lớn nhất trong đai; C_i – hệ số ảnh hưởng tỉ số truyền.

Bảng 3: Hệ số ảnh hưởng của chiều dài đai

Length designation	Outside length					Belt correction factor				
	A	B	C	D	E	A	B	C	D	E
26	713.74	-	-	-	-	0.81	-	-	-	-
31	840.74	-	-	-	-	0.84	-	-	-	-
35	942.34	960.12	-	-	-	0.87	0.81	-	-	-
38	1,018.54	1,036.32	-	-	-	0.88	0.83	-	-	-
42	1,120.14	1,137.92	-	-	-	0.90	0.85	-	-	-
46	1,221.74	1,239.52	-	-	-	0.92	0.87	-	-	-
51	1,348.74	1,366.52	1,402.08	-	-	0.94	0.89	0.80	-	-
55	1,450.34	1,468.12	1,503.68	-	-	0.96	0.90	-	-	-
60	1,557.34	1,595.12	1,630.68	-	-	0.98	0.92	0.82	-	-
68	1,780.54	1,798.32	1,833.88	-	-	1.00	0.95	0.85	-	-
75	1,958.34	1,976.12	2,011.68	-	-	1.02	0.97	0.87	-	-
80	2,085.34	-	-	-	-	1.04	-	-	-	-
81	-	2,128.52	2,164.08	-	-	-	0.98	0.89	-	-
85	2,212.34	2,230.12	2,265.68	-	-	1.05	0.99	0.90	-	-
90	2,339.34	2,357.12	2,392.68	-	-	1.06	1.00	0.91	-	-
96	2,491.74	-	2,545.08	-	-	1.08	-	0.92	-	-
97	-	2,534.92	2,570.48	-	-	-	1.02	-	-	-
105	2,720.34	2,738.12	2,773.68	-	-	1.10	1.04	0.94	-	-
112	2,898.14	2,915.92	2,951.48	-	-	1.11	1.05	0.95	-	-
120	3,101.34	3,119.12	3,154.68	3,180.08	-	1.13	1.07	0.97	0.86	-
128	3,304.54	3,322.32	3,357.88	3,383.28	-	1.14	1.08	0.98	0.87	-
144	-	3,728.72	3,764.28	3,789.68	-	-	1.11	1.00	0.90	-
158	-	4,048.32	4,119.88	4,145.28	-	-	1.13	1.02	0.92	-
173	-	4,465.32	4,500.88	4,526.28	-	-	1.15	1.04	0.93	-
180	-	4,643.12	4,678.68	4,704.08	4,749.8	-	1.16	1.05	0.94	0.91
195	-	5,024.12	5,059.68	5,085.08	5,130.8	-	1.18	1.07	0.96	0.92
210	-	5,405.12	5,440.68	5,466.08	5,511.8	-	1.19	1.08	0.98	0.94
240	-	6,129.02	6,151.88	6,164.58	6,184.9	-	1.22	1.11	1.00	0.96
270	-	6,891.02	6,913.88	6,926.58	6,946.9	-	1.25	1.14	1.03	0.99
300	-	7,653.02	7,675.88	7,688.58	7,708.9	-	1.27	1.16	1.05	1.01
330	-	-	8,437.88	8,450.58	8,470.9	-	-	1.19	1.07	1.03
360	-	-	9,199.88	9,212.58	9,232.9	-	-	1.21	1.09	1.05
390	-	-	9,961.88	9,974.58	9,994.9	-	-	1.23	1.11	1.07
420	-	-	10,723.88	10,736.58	10,756.9	-	-	1.24	1.12	1.09
480	-	-	-	12,260.58	12,280.9	-	-	-	1.16	1.12
540	-	-	-	13,784.58	13,804.9	-	-	-	1.18	1.14
600	-	-	-	15,308.58	15,328.9	-	-	-	1.20	1.17
660	-	-	-	16,832.58	16,852.9	-	-	-	1.23	1.19

Bảng 4: Hệ số ảnh hưởng của số dây đai

Z	1	3	6	999
c_4	1	0,95	0,9	0,85

Bảng 5: Hệ số ảnh hưởng của số bánh đai

k	2	3	4	5	6	7	8	100
c_5	1,00	0,91	0,86	0,81	0,78	0,76	0,75	0,70

Bảng 6: Hệ số ảnh hưởng tải trọng c_2

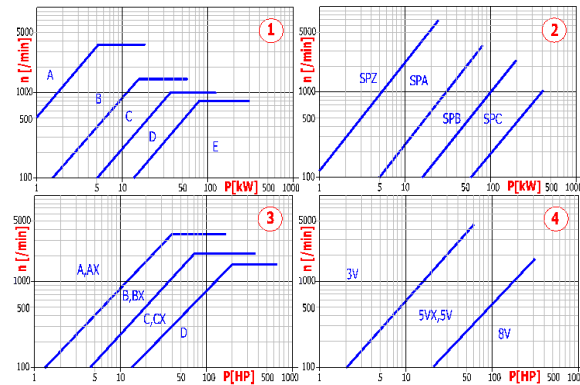
Drive Machine	Drive Machine					
	Normal Torque			High Torque		
	Intermittent Service	Normal Service	Continuous Service	Intermittent Service	Normal Service	Continuous Service
	3-5 Hours Daily	8-10 Hours Daily	16-24 Hours Daily	3-5 Hours Daily	8-10 Hours Daily	16-24 Hours Daily
Light Duty	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Medium Duty	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Heavy Duty	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Extra Heavy Duty	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

3 Ứng dụng phần mềm Autodesk Inventor tính toán thiết kế bộ truyền động đai thang

3.1 Trình tự tính toán

Tính toán bộ truyền động đai bằng phần mềm Autodesk Inventor thực hiện qua các bước:

- *Bước 1:* Chọn loại tiết diện đai, được nhà sản xuất khuyến cáo dựa theo công suất truyền và tốc độ quay của bộ truyền theo đồ thị hình 3:



Hình 3: Phạm vi sử dụng các loại tiết diện đai:

(1) và (2) dùng cho đai theo tiêu chuẩn ISO;

(3) và (4) dùng cho đai tiêu chuẩn ANSY

- *Bước 2:* Chọn phương pháp tính (thiết kế số dây đai hay kiểm bền).

- *Bước 3:* Chọn đường kính tính toán các bánh đai và chiều dài đai.

- *Bước 4:* Nhập các thông số tải trọng (công suất, tốc độ quay, moment xoắn, các hệ số...).

- *Bước 5:* Tính toán và hiệu chỉnh kết quả tính toán nếu cần thiết (một trong 3 điều kiện về khả năng tải không thỏa mãn).

3.2 Ví dụ ứng dụng phần mềm Autodesk Inventor thiết kế bộ truyền động đai thang

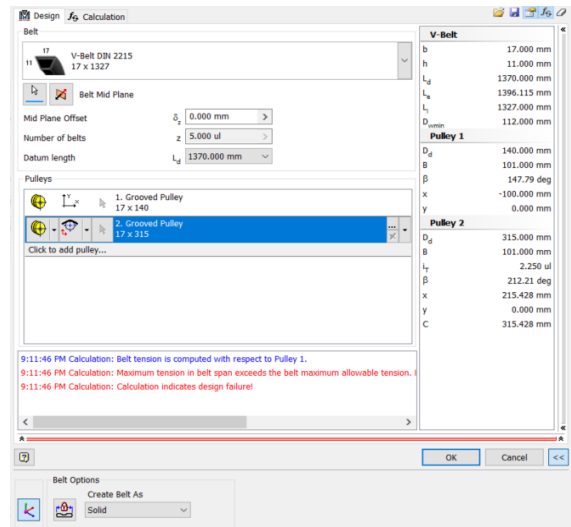
Nhóm tác giả áp dụng tính toán thiết kế bộ truyền động đai có các thông số đầu vào như sau: Công suất trên trục dẫn $P = 6,34 \text{ kW}$; tốc độ quay trục dẫn 960 v/ph ; tỉ số truyền $i = 2,29$; số bánh đai $k = 2$; bộ truyền được dẫn động bằng động cơ không đồng bộ 3 pha kiểu lồng sóc; tải trọng có va đập nhẹ.

Ứng dụng cơ sở lý thuyết đã trình bày ở phần trước, chọn đai theo V-Belt DIN 2215 có các thông số như sau:

Bảng 6: Thông số đai

STT	Thông số	Trị số	Đơn vị
1	Loại đai	V-Belt DIN 2215	-
2	Chiều rộng b	17	mm
3	Chiều cao h	11	mm
4	Chiều dài đai sơ bộ L_d	1370	mm
5	Vận tốc giới hạn $v_{\max}$	30	m/s
6	Tần số uốn giới hạn $f_{\max}$	60	Hz
7	Đường kính tính toán tối thiểu của bánh đai $D_{w\min}$	112	mm

Chọn đường kính tính toán bánh đai chủ động $D_{p1} = 140 \text{ mm}$ (không chọn $D_{p1} = D_{w\min}$ vì đường kính bánh đai càng nhỏ thì khả năng tải càng thấp). Với D_{p2} , ta để tính theo tỉ số truyền.

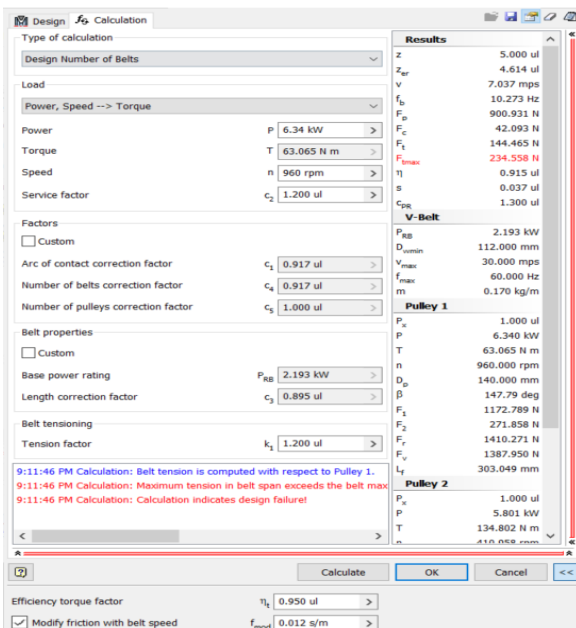


Hình 4: Các thông số của đai và bánh đai

Chọn các hệ số: Hệ số căng đai $k_1 = 1,2$; hệ số tải trọng $c_2 = 1,2$. Nhập các thông số tải trọng và tính toán ta thu được kết quả như hình 5.

Ta thấy, khả năng tải của bộ truyền không thỏa mãn do lực căng lớn nhất trên một nhánh đai $F_{t\max} = 234,558 \text{ N}$ lớn hơn trị số lực căng cho phép $F_{\max}$. Trong trường hợp này, phải hiệu chỉnh các thông số của bộ truyền để đảm bảo thỏa mãn khả năng tải, theo thứ tự ưu tiên như sau: Tăng chiều dài đai (phải nằm trong khoảng giá trị cho phép); tăng đường kính bánh đai dẫn; chọn đai có tiết diện lớn hơn (hạn chế sử dụng)...

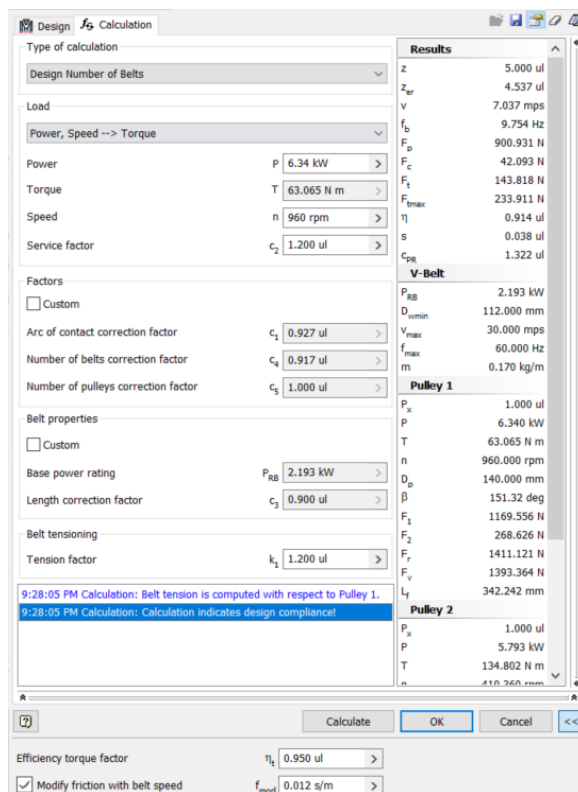
Hình 6 là kết quả tính toán khi tăng chiều dài đai lên $L_d = 1.443$ mm. Ta thấy bộ truyền đã thỏa mãn khả năng tải.



Hình 5: Các thông số tải trọng và kết quả tính toán với $L_d = 1370$ mm

4 Kết luận

Nhóm tác giả đã phân tích cơ sở lý thuyết tính toán bộ truyền động đai theo các tiêu chuẩn mới, từ đó đề xuất và áp dụng phương án sử dụng phần mềm Autodesk Inventor tính toán thiết kế bộ truyền động đai cụ thể. Phương pháp tính toán bằng phần mềm Autodesk Inventor được tiến



Hình 6: Kết quả tính toán với $L_d = 1443$ mm

hành nhanh chóng, chính xác. Quá trình tính toán chỉ diễn ra trong vài phút thay vì mất rất nhiều thời gian theo phương pháp tính truyền thống do hầu hết các hệ số được tính toán và điền tự động. Kết quả được hiển thị ngay lập tức với đầy đủ thông tin, đồng thời việc hiệu chỉnh kết quả tính toán cũng vô cùng đơn giản.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. <https://knowledge.autodesk.com/support/inventor>.
2. Nguyễn Trọng Hiệp. Chi Tiết Máy. Tập 1, 2. NXB Giáo dục, 2009.
3. Trịnh Chắt, Lê Văn Uyển. Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí. Tập 1, 2. NXB Giáo dục, 2006.
4. Bhandari V.B. Design of Machine Elements. Mc Graw Hill Education, Fourth Edition, 2017.
5. Rao J.S., Duggipati R.V. Mechanism and Machine Theory. New Age International Publisher, 1992.
6. John J. Uicker Jr, Gordon R. Pennock, Joseph E. Shigley. Theory of Machines and Mechanisms. Oxford; Third edition, 2009.
7. Philippine National Standard. PAES 301:2000.
8. <https://calcdevice.com/v-belt-drive-id124.html>.