

GIẢI PHÁP TRUYỀN ĐỘNG CHO HỆ THỐNG CÁP KÉO THUYỀN TRONG KHU DU LỊCH SINH THÁI NƯỚC NỘI

DRIVE UNIT SOLUTION FOR TOWN BOAT RIDE SYSTEM IN THE ECOLOGICAL TOURISM

Nguyễn Hồng Ngân¹, Lương Văn Tới², Nguyễn Thanh Hải³

^{1,2}Trường Đại học Bách khoa TP. HCM

³Công ty Cổ phần tư vấn Kiến trúc, Kết cấu CT- XD Sao Việt

¹ngan.ng.h @ gmail.com, ²luongtoitt@yahoo.com, ³haithanhck19@gmail.com

Tóm tắt: Dựa trên yêu cầu chế tạo một hệ thống cáp kéo thuyền trong khu du lịch sinh thái nước nổi, bài báo sẽ trình bày một số giải pháp cũng như những cơ sở lý thuyết và thực nghiệm cho các hệ thống truyền động cáp kéo có chu tuyến cáp lớn (đến hàng km), từ cơ sở đó sẽ xây dựng một phương án cho hệ thống cáp kéo để ứng dụng cho khu du lịch sinh thái nước nổi. Phương án dùng dẫn động cân bằng với bộ truyền vi sai cho phép cân bằng moment trên hai bánh dẫn động giảm khả năng cáp bị trượt và mòn của bộ phận công tác khi làm việc với lực kéo lớn sẽ được trình bày trong bài báo này.

Từ khóa: Hệ thống cáp kéo thuyền, đường cáp kéo, truyền động cáp kéo thuyền, cáp treo.

Chỉ số phân loại: 2.1

Abstract: Based on the requirement for the fabrication of a town cable boat system in ecotourism, the paper presents a number of solutions as well as theoretical and empirical bases for towed cable traction systems which has a long cable way (up to kilometers). From that bases, an option for cable systems that be used for floating water ecotourism has developed. A balanced drive with differential transmission helps the torque to balance on two wheels. This will reduces slip and wear on the working parts when they work with large traction.

Keywords: канатные дороги, town boat ride, cableway, ropeway, planing craft.

Classification number: 2.1

1. Giới thiệu

Vận chuyển du khách trong khu du lịch sông nước và thân thiện với môi trường là vấn đề cấp thiết. Có nhiều phương án có thể thực hiện tuy nhiên phương án lựa chọn cần đáp ứng được yêu cầu không gây ô nhiễm không khí, tiếng ồn và hoạt động của các loài sinh vật trong rừng, đảm bảo an toàn và đạt hiệu quả kinh tế. Hệ thống tuyến cáp kéo thuyền trên sông theo mực nước nổi dùng động cơ điện được lựa chọn. Một trong những cụm bộ phận quan trọng của hệ thống là bộ phận động lực. Bài báo sẽ nghiên cứu giải pháp truyền động phù hợp cho tuyến cáp kéo thuyền có chu tuyến dài một vài km.

2. Các loại dẫn động cáp kéo

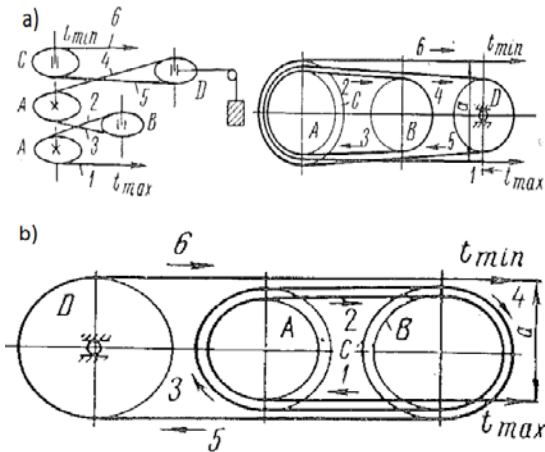
2.1. Các phương án bố trí pully truyền động cáp kéo

Theo tài liệu [5], trong các loại cáp kéo như cáp treo, bộ phận truyền động thường có các loại:

1) Dẫn động thông thường có một pully hoặc vài pully dẫn động có rãnh với cáp truyền động uốn liên tục qua các pully;

2) Dẫn động cân bằng gồm các pully lòng máng đơn được kết nối với nhau qua truyền động cân bằng, cho phép mỗi pully xoay với vận tốc góc khác nhau, nếu cần thiết.

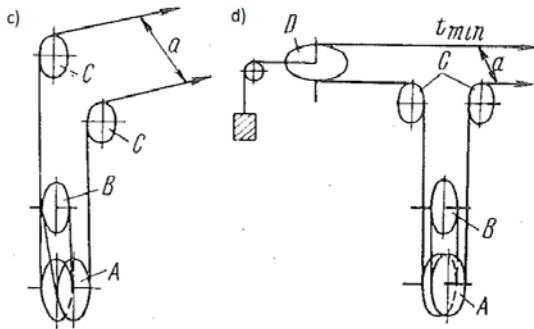
Các dẫn động có thể được bố trí theo chiều ngang (dẫn động ngang) hoặc theo chiều dọc (dẫn động dọc). Tại các trạm nằm thấp, dẫn động ngang là hợp lý hơn (hình 1) với sự sắp xếp của các pully dẫn động ở cùng cao độ đi vào của cáp kéo, giúp giảm thiểu số lượng các điểm đổi hướng về sau.



Hình 1. Dẫn động ngang với bộ phận kéo căng.

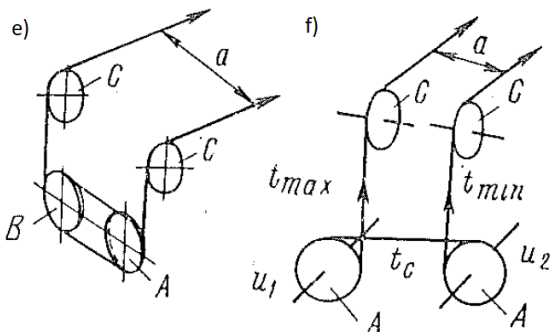
A – Puly dẫn động;
B, C – Puly đổi hướng tự do;
D – Puly kéo căng;
a – Khoảng rộng đường cáp kéo.

Đối với các trạm cao, có thể sử dụng dẫn động đặt đứng (hình 2) được lắp đặt trên nền ở cuối trạm.



Hình 2. Dẫn động dọc có bộ phận kéo căng (d) và không có bộ phận kéo căng (c)

Sơ đồ như (hình 3) là một dẫn động một lồng máng kép.



Hình 3. Dẫn động nhiều puly lồng máng đặt nằm theo phương đứng (e) và loại một lồng máng kép (f).

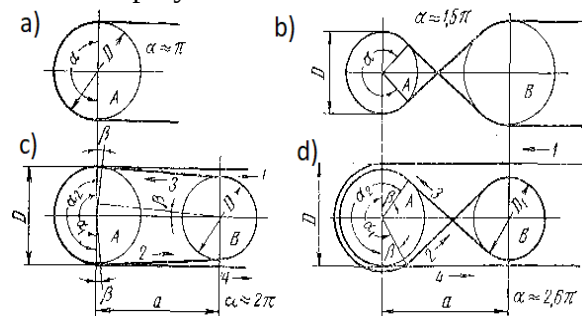
2.2 Cơ sở lý thuyết và thực nghiệm của loại dẫn động cáp kéo thông thường

Các loại dẫn động thông thường gồm có các puly dẫn động, puly đổi hướng, hộp giảm tốc và các thiết bị phanh được lắp đặt trên khung kim loại.

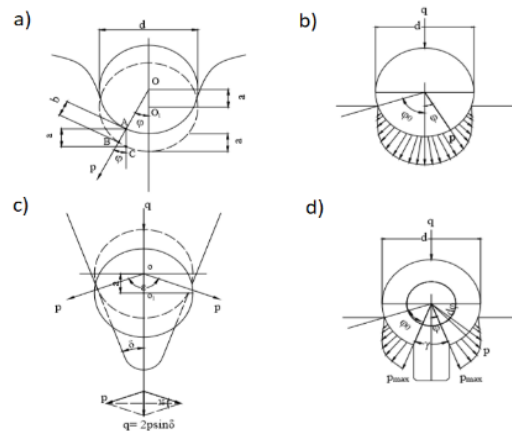
Giá trị hệ số ma sát qui dẫn μ phụ thuộc nhiều vào loại vật liệu của vành (vành kim loại, lớp lót) và vào hình dạng của rãnh, vì lực ma sát $F_0 = \mu \cdot \sum p$ là tỉ lệ thuận với tổng $\sum p$ của áp suất p theo chu vi vành. Nếu chúng ta thể hiện lực ma sát thông qua áp lực hướng kính $q = \frac{2 \cdot t}{D}$, bằng tổng hình học của p áp suất bình thường, thì $F_0 = \mu \cdot q$. Như

$$\text{vậy } \mu = \mu_0 \cdot \frac{\sum p}{q} = \mu_0 \cdot \xi$$

Trong đó: μ_0 : Hệ số ma sát của sợi cáp với vành puly.



Hình 4. Các sơ đồ dẫn động một lồng máng (a, b) và hai lồng máng (c, d).



Hình 5. Biểu đồ áp lực khi lồng máng dạng: Bán nguyệt (a, b); hình nêm (c); xẻ rãnh (d)

Hệ số của hình dạng $\xi = \frac{\sum p}{q}$ phụ thuộc

vào hình dạng của rãnh, xác định bởi sự phân bố của áp suất pháp tuyến p dọc theo chu vi của nó. Với vành phẳng không có rãnh thì $\xi = 1$ và $\mu = \mu_0$.

Nếu, theo hình. 5a, các điểm của cáp sẽ dời vị trí do mòn được xác định bởi góc φ , chúng ta có thể giả định rằng:

$$\frac{p}{b} = \frac{p}{a \cos \varphi} = \text{const} \quad (1)$$

Và như vậy, áp lực pháp tuyến tại bất kỳ hai điểm p_1 và p_2 sẽ tuân theo định luật:

$$\frac{p_1}{\cos \varphi_1} = \frac{p_2}{\cos \varphi_2} = \text{const} \quad (2)$$

Để tăng độ bám của cáp sử dụng lòng máng hình bán nguyệt có rãnh cắt (hình 5a)

Tổng áp lực trên lòng máng:

$$\sum p = 2 \int_{\frac{\gamma}{2}}^{\varphi_0} p \frac{d}{2} d\varphi. \quad (3)$$

Từ (2) với $p = p_{\max}$ khi $\varphi = \varphi_{\min}$ ta nhận được:

$$p = p_{\max} \frac{\cos \varphi}{\cos \frac{\gamma}{2}} \quad (4)$$

Ta có:

$$\begin{aligned} \sum p &= p_{\max} \frac{d}{\cos \frac{\gamma}{2}} \int_{\frac{\gamma}{2}}^{\varphi_0} \cos \varphi d\varphi \\ &= p_{\max} d \frac{\sin \varphi_0 - \sin \frac{\gamma}{2}}{\cos \frac{\gamma}{2}} \end{aligned} \quad (5)$$

Để tính $P_{\max}$, ta sử dụng điều kiện cân bằng:

$$q = 2 \int_{\frac{\gamma}{2}}^{\varphi_0} p \cos \varphi \frac{d}{2} d\varphi = p_{\max} \frac{d}{\cos \frac{\gamma}{2}} \int_{\frac{\gamma}{2}}^{\varphi_0} \cos^2 \varphi d\varphi \quad (6)$$

Thay thế ở đây giá trị:

$$\begin{aligned} \int_{\frac{\gamma}{2}}^{\varphi_0} \cos^2 \varphi d\varphi &= \frac{1}{2} \int_{\frac{\gamma}{2}}^{\varphi_0} (1 + \cos 2\varphi) d\varphi \\ &= \frac{1}{2} \left[\varphi + \frac{1}{2} \sin 2\varphi \right]_{\frac{\gamma}{2}}^{\varphi_0} = \frac{1}{2} \left(\varphi_0 - \frac{\gamma}{2} + \frac{\sin 2\varphi_0}{2} - \frac{\sin \gamma}{2} \right) \end{aligned} \quad (7)$$

$$p_{\max} = \frac{q}{d} \cdot \frac{4 \cos \frac{\gamma}{2}}{(2\varphi_0 - \gamma) + (\sin 2\varphi_0 - \sin \gamma)} = \frac{q}{d} \tau. \quad (8)$$

Thay $p_{\max}$ vào biểu thức (5) ta nhận được:

$$\sum p = p_{\max} q \frac{4 \left(\sin \varphi_0 - \sin \frac{\gamma}{2} \right)}{(2\varphi_0 - \gamma) + (\sin 2\varphi_0 - \sin \gamma)} = \xi q \quad (9)$$

Với lòng máng puly có rãnh cắt khi

$$\varphi_0 = \frac{\pi}{2} :$$

$$\xi = \frac{\sum p}{q} = 4 \frac{1 - \sin \frac{\gamma}{2}}{(\pi - \gamma - \sin \gamma)} \quad (10)$$

Và hệ số phân bố áp suất không đều:

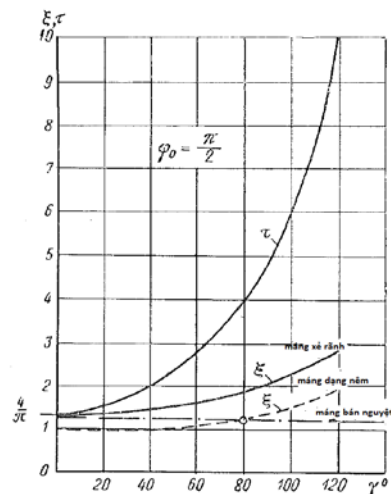
$$\tau = \frac{p_{\max}}{q} d = 4 \frac{\cos \frac{\gamma}{2}}{(\pi - \gamma - \sin \gamma)} \quad (11)$$

Đối với một rãnh hình bán nguyệt mà không cắt $\gamma = 0$ và cho $\varphi_0 = \pi/2$ ta nhận được $\xi = \tau = \pi/4$.

Trong trường hợp rãnh hình nêm (hình 5c), cáp chạm vào hai điểm 1 và 2 và do đó, $\sum p = 2P$ nếu chúng ta thay thế giá trị của P từ đa giác lực:

$$\xi = \frac{\sum p}{q} = \frac{2P}{q} = \frac{1}{\sin \delta} = \frac{1}{\cos \frac{\varepsilon}{2}} \quad (12)$$

Khi rãnh mòn, một vành lõm được hình thành, cáp bị hạ xuống (hình 5c) và lực ma sát giảm do góc ε giảm. Đường rãnh hình nêm kém hợp lý hơn rãnh bán nguyệt, vì nó làm tăng các ứng suất tiếp xúc và khi các góc bằng nhau $\varepsilon = \gamma$ lực bám sẽ bất lợi, như có thể thấy từ biểu đồ trong (hình 6). Độ bám tăng tại lòng puly có rãnh cắt là do sự gia tăng áp suất pháp tuyến, hệ số không đồng đều trong đó tăng nhanh hơn lực ma sát, khi các góc cắt quá lớn ($\gamma > 115^\circ$), cáp có thể kẹt. Vì vậy, cần hạn chế góc cắt đến $\gamma = 80^\circ \div 110^\circ$.



Hình 6. Sơ đồ của các hệ số ξ và τ cho các rãnh có hình dạng khác nhau.

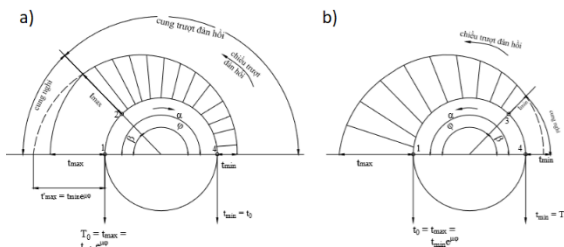
Để đảm bảo các giá trị tính toán có hệ số ζ và như vậy đảm bảo độ bám tốt, cần để sao cho cáp nằm áp sát trong các rãnh. Do đó, bán kính cong r của rãnh trong các puly dẫn động với vành kim loại nên nằm trong khoảng hẹp $r = (0,52 + + 0,53) d$.

Ta khảo sát hiện tượng vật lý xảy ra trong quá trình hoạt động của puly dẫn động. Lực căng dây khi đi qua puly dẫn động (hình 7a) sẽ bị thay đổi theo lực của lực vòng $U = t_{\max} - t_{\min}$, từ đó tương ứng với sự thay đổi tương đối chiều dài của dây

$$\Delta l = \frac{U}{E_K F} \quad (13)$$

Trong đó:

- E_K : Mô đun đàn hồi của cáp;
- F : Mặt cắt ngang của cáp.



Hình 7. Sơ đồ lực căng cáp trên puly dẫn động khi làm việc (a) và khi phanh (b).

Kết quả là, có một phần của cáp trượt đàn hồi không nhìn thấy khi vòng qua vành của puly, lực căng cáp bắt đầu xuất hiện thay đổi từ góc φ được xác định theo điều kiện $\frac{t_{\max}}{t_{\min}} = e^{\mu\varphi}$. Như vậy sự trượt đàn hồi bắt đầu đi từ góc φ ; trên phần còn lại của góc ôm, lực căng giữ nguyên giá trị $t_{\max}$. Với việc sử dụng hoàn toàn độ bám $\varphi = \alpha$ và $\frac{t_{\max}}{t_{\min}} e^{\mu\varphi}$, sau đó cáp không chỉ dịch chuyển đàn hồi, mà còn trượt dọc theo bề mặt của puly.

Thí nghiệm cho thấy vùng không ổn định xuất hiện tại điểm giao nhau của cung nghỉ, cung trượt và ở góc nghỉ $\beta < 0.2\alpha$ thì một có vùng làm việc chung xảy ra (không trượt) dọc theo toàn bộ cung góc ôm α , làm tăng độ mài mòn. Điều kiện $\beta \geq 0.2\alpha$ sẽ được thỏa mãn nếu $\frac{t_{\max}}{t_{\min}} \leq e^{\mu, 0.8\alpha}$. Tương ứng với hệ số của lực kéo (khi chế độ làm việc ổn định).

$$k = \frac{t_{\min}(e^{\mu\alpha} - 1)}{U} \geq \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu, 0.8\alpha} - 1} \quad (14)$$

Cho $\alpha = 2\pi$ và $\mu = 0,16$, ta thu được $k \geq 1,4$. Có ba loại trượt cáp trên puly:

- Trượt đàn hồi, chỉ được gây ra bởi tính chất đàn hồi của bộ phận kéo;
- Trượt cáp qua puly, có thể xảy ra trong quá trình di chuyển của cáp (ngoài trượt đàn hồi);
- Trượt của cáp trên các puly, xảy ra khi không còn tổng lực bám trên các puly dẫn động.

2.3 Cơ sở lý thuyết và thực nghiệm của loại dẫn động cân bằng

Dẫn động cân bằng bao gồm các dẫn động đơn được điều khiển bởi một động cơ và truyền động cho các bánh răng khác nhau, cho phép mỗi puly quay độc lập với nhau với số vòng quay khác nhau. Do đó, tốc độ dài trên tất cả các rãnh của puly là như nhau. Vì vậy, không có sự trượt của cáp khi qua các puly.

Truyền động vi sai cũng có một tính chất tổng mô men xoắn được phân bố theo một tỷ lệ nhất định, xác định theo thiết kế. Như vậy, trong bộ dẫn động cân bằng, nơi các puly dẫn động được kết nối với nhau qua bộ truyền vi sai, thì tổng mô men xoắn hay cũng chính là lực vòng trên mỗi puly được phân bố theo một tỷ lệ không đổi nhất định.

Do đó, để có thể sử dụng độ bám của cáp trên mỗi puly, bộ truyền vi sai dựa trên phương trình phân phối mô men xoắn tới các puly dẫn động riêng lẻ theo mối quan hệ tỉ lệ sau

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{M_2}{M_3} = e^{\mu\alpha_0} \quad (15)$$

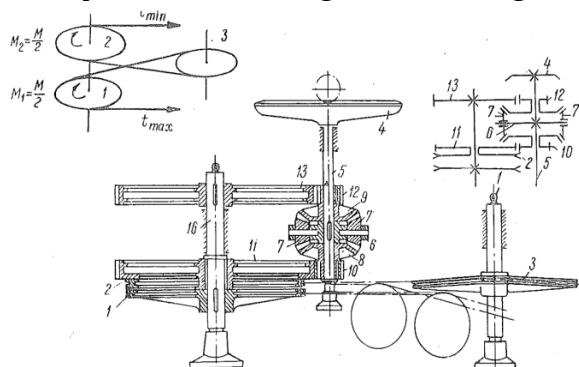
Nếu chúng ta giả định rằng tất cả các puly có cùng đường kính. Giả như yêu cầu này được thực hiện, độ bám trên tất cả các puly sẽ được sử dụng hoàn toàn và lực vòng lớn nhất được truyền bởi truyền động cân bằng sẽ bằng với lực vòng của dẫn động tương tự như ở loại puly nhiều lòng máng.

Khi sử dụng truyền động cân bằng trong bộ truyền động vi sai đối xứng kết nối hai puly dẫn động, mô men xoắn được phân bố

đều nhau cho cả hai, tức là $\frac{M_1}{M_2} = 1$, như vậy

nó không thể đáp ứng điều kiện trên. Thật vậy, với giá trị nhỏ nhất của $\alpha_0 = \pi$, chúng ta có giá trị cho các pully có vành kim loại $e^{\mu\alpha_0} = 1.46$, và đối với lớp lót gỗ $e^{\mu\alpha_0} = 1.65$ và với cao su $e^{\mu\alpha_0} = 2.2$.

Việc sử dụng bộ vi sai bất đối xứng cho phép phân bố các mô men xoắn theo phương trình (15). Truyền các truyền động vi sai không đối xứng có thể được sử dụng theo hai cách. Trong trường hợp thứ nhất, chúng chỉ phục vụ như một cơ cấu cân bằng, mà không ảnh hưởng đến tỉ số truyền của bộ truyền và chỉ bắt đầu hoạt động khi cần thiết để cân bằng tốc độ của pully. Trong trường hợp thứ hai, việc bộ truyền vi sai hoạt động liên tục, tham gia cân bằng các truyền dẫn khác để tạo ra tỉ lệ truyền động yêu cầu; điều này cho phép thiết kế nhỏ gọn hơn. Trong dẫn động cân bằng với hộp vi sai đối xứng hình nón (hình 8) bánh dẫn động 1 và 2, đi qua bánh dẫn hướng 3 được đặt ở giữa.



Hình 8. Dẫn động cân bằng hai lồng máng nằm ngang với bộ vi sai.

Với cùng tỷ số truyền động giữa các bánh răng 12, 13 và 10, 11 và cùng một bán kính của các pully, các mô men và lực vòng của chúng cũng sẽ bằng nhau.

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{U_1}{U_2} = 1 \quad (16)$$

Nếu chúng ta biểu thị lực căng nhỏ nhất của cáp tại pully, thì lực vòng lớn nhất được truyền bởi mỗi pully với góc ôm α_0 sẽ là:

$$U_1 = U_2 = t_{\min}(e^{\mu\alpha_0} - 1) \quad (17)$$

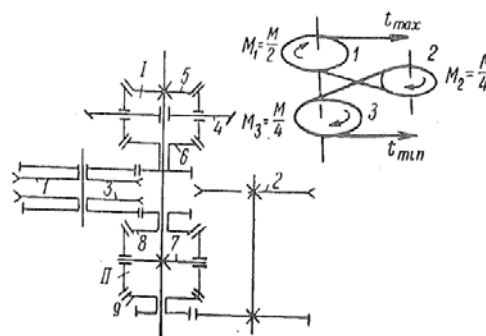
Do đó, dẫn động có thể truyền tổng của lực vòng lớn nhất:

$$U = U_1 + U_2 = 2t_{\min}(e^{\mu\alpha_0} - 1)$$

$$t_{\min} = \frac{U}{2(e^{\mu\alpha_0} - 1)} \quad (18)$$

Với một dẫn động pully hai lồng máng tương tự mà không có bộ vi sai với tổng góc ôm trên cả hai rãnh $\alpha = 2\alpha_0$, thì:

$$t'_{\min} = \frac{U}{e^{\mu 2\alpha_0} - 1} < t_{\min} \quad (19)$$



Hình 9. Dẫn động ba lồng máng cân bằng với hai bộ vi sai đối xứng.

Nếu chúng ta sử dụng pully đối hướng như một pully truyền động, bao gồm cả truyền vi sai đối xứng thứ hai, thì ta có một dẫn động cân bằng ba pully, như được biểu diễn trong hình 9. Trong trường hợp này, mô men xoắn M được phân phối giữa các pully riêng lẻ như sau:

$$M_1 = 0,5M; M_2 = M_3 = 0,25M; \frac{M_1}{M_2} = 2; \frac{M_2}{M_3} = 1 \quad (20)$$

Giả định bán kính của tất cả các pully là bằng nhau chúng ta có thể viết

$$U_3 = U_2 = t_{\min}(e^{\mu\alpha_0} - 1); U_1 \quad (21)$$

$$U_3 = U_2 + U_3 = 2t_{\min}(e^{\mu\alpha_0} - 1)$$

Trạm truyền động có thể truyền tổng lực vòng lớn nhất, theo các điều kiện tám là:

$$U = U_1 + U_2 + U_3 = 4t_{\min}(e^{\mu\alpha_0} - 1) \quad (22)$$

Hoặc:

$$t_{\min} = \frac{U}{4(e^{\mu\alpha_0} - 1)} \quad (23)$$

Với một pully ba lồng máng có một góc ôm $\alpha = 3\alpha_0$, ta có:

$$t'_{\min} = \frac{U}{e^{\mu 3\alpha_0} - 1} < t_{\min} \quad (24)$$

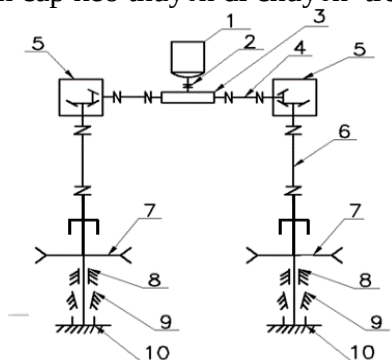
3. Giải pháp truyền động cho hệ thống cáp kéo trong khu du lịch

Trên cơ sở phân tích các nguyên lý truyền động cho các hệ thống cáp kéo, để thực hiện phương án cáp kéo thuyền trong khu nước nổi có chu tuyến khoảng 3km, các giải pháp động lực cho hệ thống tuyến cáp kéo thuyền đã được phân tích và lựa chọn.

Bảng 1. Thông số đầu vào.

Thông số	
Chiều dài tuyến cáp (m)	3000
Số lượng thuyền (chiếc)	25
Số lượng người trên mỗi thuyền	9-10
Vận tốc kéo (km/giờ)	3
Lực căng cáp lớn nhất (KG)	1900
Cáp inox, đường kính cáp kéo (mm)	14

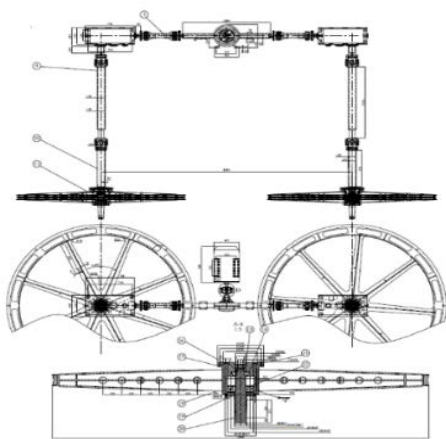
Sơ đồ nguyên lý hệ thống truyền động cáp kéo trên hình 10, trong đó 2 puly dẫn động (7) nằm dưới mặt nước, khi làm việc sẽ cuốn cáp kéo thuyền di chuyển trên song.



Hình 10. Sơ đồ nguyên lý hệ thống truyền động cáp kéo.

- 1 - Động cơ; 7 - Puly dẫn động;
- 2 - Khớp nối; 8 - Ổ bi đỡ;
- 3 - Vi sai; 9 - Ổ bi đỡ;
- 4 - Trục cardant; 10 - Trục đỡ puly;
- 5 - Hộp giảm tốc; 11 - Ổ bi chặn – đỡ.
- 6 - Trục cardant;

Kết cấu hệ thống truyền động cáp kéo trên hình 11.



Hình 11. Kết cấu hệ thống truyền động cáp kéo.

Hệ thống truyền động cân bằng dùng bộ vi sai đã thiết kế chế tạo (hình 12) có các thông số theo bảng sau:

Bảng 2. Thông số hệ thống truyền động cân bằng dùng bộ vi sai.

Thông số	
Công suất động cơ (KW)	37
Tỉ số truyền bộ truyền vi sai	5
Tỉ số truyền hai hộp giảm tốc bánh răng côn	27
Đường kính hai puly truyền động với lớp lót cao su biên dạng bán nguyệt (mm)	3000
Khoảng cách các trục puly (mm)	4000



Hình 12. Hệ thống truyền động cáp kéo thuyền đặt trên kết cấu khung công thức nổi đã chế tạo.

4. Kết luận

Phân tích các giải pháp truyền động cáp kéo ta có nhận xét:

- Dẫn động thông thường bố trí puly một hay nhiều lòng máng sẽ cho phép kết cấu truyền động đơn giản tuy nhiên khi làm việc trên puly dẫn động, góc ôm cáp quanh puly dẫn động có hai cung nghỉ và cung trượt, điều này làm bộ phận công tác bị mài mòn;

- Dẫn động cân bằng kết cấu phức tạp hơn nhưng do tốc độ dài trên tất cả các rãnh của puly là như nhau, hầu như không có sự trượt của cáp khi qua các puly, việc phân bố mô men kéo tùy theo kết cấu vi sai;

- Với hệ thống cáp kéo thuyền trong khu du lịch sinh thái nước nổi, có chiều dài tuyến cáp gần 3000 m, bộ truyền động dùng bộ vi sai cho hệ thống cáp kéo đã được lựa chọn và chế tạo, các puly dẫn động lòng máng dùng lót cao su có biên dạng bán nguyệt với hệ số ma sát lớn ($e^{\mu_{\alpha_0}} = 2.2$) sẽ cho phép tăng lực kéo thuyền □

Tài liệu tham khảo

- [1] Savander, B.R., Scorpio, S.M., Taylor, R.K., *Steady Hydrodynamic Analysis of Planing Surfaces*, Journal of Ship Research, Vol.46, No.4, 2002.
- [2] Rosen, A., *Direct Calculations of Loads and Responses for Planing Craft in Waves*, To be submitted for publication, 2004.
- [3] Hadler, J.B., *The Prediction of Power Performance on Planing Craft*, Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers (SNAME), Vol.74, 1966.
- [4] Transactions RINA, Vol 158, Part B1, International Journal of Small Craft Technology, Jan-Jun 2016.
- [5] А. и. дукельский (1966). подвесные канатные дороги и кабельные краны, машиностроение. москва.
- [6] Birmingham, R., *Design for Stability and for Instability – Finding the Right Balance for Small Craft*, The international HISWA Symposium on yacht design and yacht construction, 2004.
- [7] Şimşek, C. *Basic principles of self-righting craft and design requirements*, Istanbul Technical University, Faculty of Naval Architecture and Ocean Engineering, Graduation Project, May 2016.
- [8] Nowacki, H, and Ferriero, L.D., *Historical Roots of the Theory of Hydrostatic Stability of Ships*, Proceedings of the 8th International Conference the Stability of Ships and Ocean Vehicles, STAB 2003, Escuela Tecnica Superior de Ingenieros Navales, September 2003.
- [9] Caponnetto, M., Soding, H., Azcueta, R., *Motion Simulations for Planing Boats in Waves*, Ship Technology Research, Schiffstechnik, Vol.50, No.4, October, 2003.
- [10] Hadler, J.B., *The Prediction of Power Performance on Planing Craft*, Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers (SNAME), Vol.74, 1966.
- [11] Trương Quốc Thành – Phạm Quang Dũng. *Máy và thiết bị nâng*, Khoa học & Kỹ thuật, Hà Nội. (2004)
- [12] TCVN 4244: 2005, *Thiết bị nâng – Thiết kế, chế tạo và kiểm tra kỹ thuật*, Hà Nội

Ngày nhận bài: 20/6/2018**Ngày chuyển phản biện: 23/6/2018****Ngày hoàn thành sửa bài: 18/7/2018****Ngày chấp nhận đăng: 23/7/2018**