MỤC LỤC

[CHƯƠNG 1: GIỚI THIỆU CHUNG 3](#_Toc165801759)

[1.1. Tổng quan về hệ thống bãi đậu xe 3](#_Toc165801760)

[1.1.1. Đặt vấn đề 3](#_Toc165801761)

[1.1.2. Các giải pháp bãi đậu xe 3](#_Toc165801762)

[1.1.3. Lựa chọn phương án thiết kế 3](#_Toc165801763)

[1.2. Giới thiệu về thiết bị bàn nâng ô tô 3](#_Toc165801764)

[1.2.1. Công dụng của bàn nâng ô tô 3](#_Toc165801765)

[1.2.2. Các dạng bàn nâng ô tô 3](#_Toc165801766)

[1.2.3. Phân tích tổng hợp để lựa chọn bàn nâng phù hợp 3](#_Toc165801767)

[1.3. Giới thiệu về máy thiết kế - Bàn nâng ô tô cắt kéo 4](#_Toc165801768)

[1.3.1. Cấu tạo chung của máy thiết kế 4](#_Toc165801769)

[1.3.2. Nguyên lý làm việc chung của máy thiết kế 4](#_Toc165801770)

[1.3.3. Các yêu cầu phục vụ của máy thiết kế 4](#_Toc165801771)

[1.3.4. Phân tích lựa chọn kích thước cơ bản của bàn nâng 4](#_Toc165801772)

[CHƯƠNG 2: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ PHẦN CƠ KHÍ 5](#_Toc165801773)

[2.1. Tính toán các thành phần tải trọng 5](#_Toc165801774)

[2.1.1. Vật liệu SS400 5](#_Toc165801775)

[2.1.2. Tính toán sơ bộ kết cấu bàn mái che 5](#_Toc165801776)

[2.1.3. Tính toán sơ bộ kết cấu bàn chứa ô tô 7](#_Toc165801777)

[2.1.4. Tính toán tổ hợp tải trọng của khung bàn ô tô 8](#_Toc165801778)

[2.1.5. Tính toán tải trọng của cấu trúc cắt kéo 9](#_Toc165801779)

[2.1.6. Tính toán sơ bộ kết cấu khung âm nền: 10](#_Toc165801780)

[2.2. Tính toán các thông số yêu cầu của xi lanh nâng hạ 10](#_Toc165801781)

[2.2.1. Lựa chọn phương án bố trí xi lanh 10](#_Toc165801782)

[2.2.2. Tính toán lực tác động lên xi lanh 10](#_Toc165801783)

[2.3. Tính toán thiết kế cấu trúc cắt kéo 17](#_Toc165801784)

[2.3.1. Tính toán lực tác động lên các thanh cắt kéo 17](#_Toc165801785)

# CHƯƠNG 1: GIỚI THIỆU CHUNG

## Tổng quan về hệ thống bãi đậu xe

### Đặt vấn đề

### Các giải pháp bãi đậu xe

### Lựa chọn phương án thiết kế

Vậy để phù hợp với các công trình nhà ở có diện tích vừa đủ không gian cho hệ thống bãi đậu xe ngầm, áp dụng cho gia đình có nhiều ô tô, và hố thang được bố trí ở khoang riêng thì yêu cầu diện tích tối thiểu của công trình là 100m2, và kích thước các chiều dài và bán kính vòng cua phải thỏa mãn yêu cầu của hệ thống.

## Giới thiệu về thiết bị bàn nâng ô tô

### Công dụng của bàn nâng ô tô

Bàn nâng ô tô (cầu nâng ô tô, giàn nâng xe ô tô) là hệ thống thiết bị cơ khí chuyên dụng để nâng xe lên ở độ cao nhất định, thường dùng để rửa xe hoặc sửa chữa bảo dưỡng xe hơi, và cũng tiện lợi về mặt lưu trữ các xe trong showroom hoặc lưu trữ xe đô thị.

### Các dạng bàn nâng ô tô

Có nhiều loại bàn nâng, một số loại được thiết kế đặc biệt để đáp ứng nhu cầu của một ứng dụng duy nhất. Các loại bàn nâng có thể được chia theo nhiều cách, với phạm vi nhiệm vụ thiết kế về hệ dẫn động liên quan đến thủy lực, thì ta có thể phân loại các dạng bàn nâng như sau:

#### Phân loại theo phương án dẫn động

#### Phân loại theo dạng cầu nâng

### Phân tích tổng hợp để lựa chọn bàn nâng phù hợp

Dựa trên các dạng bàn nâng được phân loại nêu trên và địa hình mặt bằng đặt máy là gara ngầm với độ sâu không quá lớn, ta chọn được phương án sử dụng bàn nâng ô tô phù hợp:

* Kết cấu bàn nâng: Bàn nâng ô tô cắt kéo, đặt âm sàn;
* Hệ dẫn động: Hệ thống thủy lực, điều khiển bằng điện.

## Giới thiệu về máy thiết kế - Bàn nâng ô tô cắt kéo

### Cấu tạo chung của máy thiết kế

|  |  |
| --- | --- |
| (1) Bàn mái che  (2) Cột đỡ bàn mái che  (3) Bàn chứa ô tô  (4) Cấu trúc cắt kéo  (5) Khung âm nền  (6) Cụm gối cố định  (7) Trạm nguồn thủy lực  (8) Cụm ray và bánh xe hành trình  (9) Xi lanh thủy lực |  |

Hình 1.11. Bàn nâng cắt kéo có mái che

### Nguyên lý làm việc chung của máy thiết kế

### Các yêu cầu phục vụ của máy thiết kế

### Phân tích lựa chọn kích thước cơ bản của bàn nâng

Bảng 6. Thông số thiết kế của bàn nâng cắt kéo

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Chiều dài L1 (mm) | Chiều rộng L2 (mm) | Chiều cao nâng H (mm) | Tải trọng nâng tối đa (kg) | Thời gian nâng/hạ (s) |
| 5500 | 2500 | 3200 | 3500 | 60 |

# CHƯƠNG 2: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ PHẦN CƠ KHÍ

## Tính toán các thành phần tải trọng

### Vật liệu SS400

### Tính toán sơ bộ kết cấu bàn mái che

Kết cấu bao gồm bàn mái che và cột đỡ bàn mái che

Vật liệu kết cấu: SS400

#### Lựa chọn kết cấu bàn mái che

Chọn sơ bộ kết cấu bàn mái che có kích thước như sau:

|  |
| --- |
|  |
| Hình 2.2. Kích thước hình học của kết cấu cụm bàn mái che |

Từ các tài liệu [7] và [8], sử dụng phần mềm Sap2000v14, ta khai báo sơ bộ kết cấu bàn mái che và cột đỡ với quy cách vật liệu như sau:

|  |
| --- |
|  |
| Hình 2.3. Phân bố vật liệu kết cấu cụm bàn mái che |

#### Kiểm tra trọng lượng kết cấu bàn mái che

Sử dụng phần mềm SAP2000v14, ta có bảng tổ hợp tải trọng phân bố:



=> Tải trọng bản thân kết cấu tác dụng lên kết cấu động của thiết bị thiết kế:

### Tính toán sơ bộ kết cấu bàn chứa ô tô

#### Lựa chọn kết cấu bàn chứa ô tô

Vật liệu kết cấu: SS400

Chọn sơ bộ kết cấu bàn mái che có kích thước như sau:

|  |
| --- |
|  |
| Hình 2.4. Kích thước hình học của kết cấu cụm bàn chứa ô tô |

Từ các tài liệu [7] và [8], ta phân bố trên kết như hình vẽ sau:

|  |
| --- |
|  |
| Hình 2.5. Phân bố vật liệu kết cấu cụm bàn chứa ô tô |

#### Kiểm tra trọng lượng kết cấu bàn chứa ô tô

Sử dụng phần mềm SAP2000v14, ta có bảng tổ hợp tải trọng phân bố:



=> Tải trọng bản thân kết cấu tác dụng lên kết cấu động của thiết bị thiết kế:

### Tính toán tổ hợp tải trọng của khung bàn ô tô

* Tải trọng tối đa của ô tô:
* Tải trọng khung kết cấu bàn mái che và bàn chứa ô tô:
* Kể đến tính an toàn cho việc di chuyển (xe đi vào, hoặc người đi vào thang để xuống gara lấy xe), ta chọn kích thước mặt sàn lớn hơn kích thước thực của kết cấu khung bàn. Đối với sàn của bàn mái che, ta chọn thép tấm nhám 5680x2680x2; tải trọng của tấm là:
* Đối với sàn của chứa ô tô, ta chọn thép tấm nhám 5680x2680x4; tải trọng của tấm là:
* Tổng tải trọng kết cấu tĩnh:

### Tính toán tải trọng của cấu trúc cắt kéo

|  |
| --- |
|  |
| Hình 2.6. Kích thước hình học của cấu trúc cắt kéo |

Xét ổ lăn đứng tại vị trí biên , khi đó cán piston của xi lanh co lại tối đa, bàn chứa ô tô đồng phẳng sàn gara ngầm, ta có chiều dài thanh đơn trong cấu trúc cắt kéo:

Với α – góc của thanh đơn so với phương ngang, khi đó góc

Xét ổ lăn đứng tại vị trí biên, khi đó cán piston của xi lanh duỗi ra tối đa, bàn chứa ô tô đồng phẳng với sàn tầng 1, ta có chiều dài của ray hành trình con lăn trong cấu trúc cắt kéo:

Khi đó, góc

Chọn vật liệu chế tạo thanh cắt kéo là SS400, quy cách thép hộp chữ nhật 200x100x4; 18,59 (kg/m); tải trọng của 4 thanh cắt kéo là:

### Tính toán sơ bộ kết cấu khung âm nền:

## Tính toán các thông số yêu cầu của xi lanh nâng hạ

### Lựa chọn phương án bố trí xi lanh

### Tính toán lực tác động lên xi lanh

Giả sử, tải trọng phân bố đều lên toàn bộ kết cấu bàn chứa ô tô, trọng tâm của tải trùng với trọng tâm của bàn nâng, thì khi đó lực phân bố đều lên 4 gối của cấu trúc cắt kéo gắn dưới bàn chứa ô tô, đây cũng là 2 bộ gồm 2 thanh tạo chữ X của cấu trúc. Để đảm bảo rằng lực tác động lên xi lanh của các phương án là lớn nhất, ta tiến hành khảo sát toàn miền biến thiên chiều cao nâng hạ của thang nâng.

Ta có toàn tải tác dụng lên kết cấu cắt kéo là:

Ngoài tải trọng toàn tải của kết cấu khung bàn và toàn tải ô tô, thì còn tải trọng bản thân của kết cấu cắt kéo tác động lên chính nó:

Chọn vị trí đặt đầu bắt xi lanh: m; với O là giao điểm của 2 thanh cắt kéo, M và N là các điểm đặt lắp đầu bắt xi lanh, Q được coi là một gối di động của khung âm nền.

|  |
| --- |
|  |
| Hình 2.8. Sơ đồ lực tác động lên xi lanh và cấu trúc cắt kéo |

Ký hiệu:

- Các điểm A, P: Vị trí gối cố định

- Các điểm C, Q: Vị trí gối di động

- : Lực nâng của xi lanh chiếu lên phương x;

- : Lực nâng của xi lanh chiếu lên phương y;

- : Trọng lượng tải tác dụng lên kết cấu cắt kéo

- : Tải trọng bản thân của kết cấu cắt kéo

- α, β: góc nghiêng của thanh chéo và góc xoay của xi lanh

Dễ thấy phần tử BC biến thiên => Góc biến thiên => AC biến thiên (bánh xe di chuyển) => OM và QN là các hằng số nên phần tử MN biến thiên (xi lanh co hoặc duỗi) => góc biến thiên.

Giải phóng phản lực liên kết tại cái gối và khớp:

|  |
| --- |
|  |
| Hình 2.9. Sơ đồ phản lực liên kết lên cấu trúc cắt kéo |

Ta có các phương trình momen và tổng hợp lực:

|  |  |
| --- | --- |
| Xét thanh AQ: |  |
|  | (2.1) |
|  | (2.2) |
|  | (2.3) |
| Xẻt thanh CP: |  |
|  | (2.4) |
|  | (2.5) |
|  | (2.6) |

Từ CT (2.2) và CT (2.5), ta có:

Từ CT (2.4), ta có:

Thay vào CT (2.1), ta có:

Mà:

Nên, suy ra:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (2.7) |

Xét thanh AE có:

Thay vào CT (2.7) có:

Sử dụng Matlab R2010b, ta có chương trình giải hàm số :

|  |
| --- |
| % reset  clear variables;  clc;  close all;    % khai bao hang so  G = 59292.56;  Gtck = 3765.59;  Ltck = 5.064;  OA = Ltck/2;  OM = 0.844;  ON = OA-OM;  % khai bao buoc chay vong lap  CQ\_start = 0.8;  CQ\_end = 3.2;  CQ\_num\_steps = 500; % so lan chia phan tu huu han  % tao Array cho CQ  CQ\_step\_size = (CQ\_end - CQ\_start) / (CQ\_num\_steps - 1);  CQ\_values = linspace(CQ\_start, CQ\_end, CQ\_num\_steps);  result\_table = zeros(CQ\_num\_steps, 6);    % vong lap trong CQ  for i = 1: CQ\_num\_steps  % tinh to hop luc Ay+Cy  AyCy = G;  CQ = CQ\_values(i);  % tinh goc luong giac  alpha = asin(CQ / Ltck);  teta1 = 2 \* alpha;  MN = sqrt(OM^2 + ON^2 - 2 \* OM \* ON \* cos(teta1));  cos\_teta2 = (ON^2 + MN^2 - OM^2) / (2 \* ON \* MN);  teta2 = acos(cos\_teta2);  beta = alpha + teta2;  AC = sqrt(Ltck^2 - CQ^2);  % tinh force  NQ = OM;  MP = OA+OM;  force\_tu = G\*Ltck\*cos(alpha) + Gtck\*(Ltck/2)\*cos(alpha);  force\_mau = sin(alpha)\*cos(beta)\*(NQ+MP-Ltck) + sin(beta)\*cos(alpha)\*(MP-NQ);  force = force\_tu/force\_mau;  result\_table(i, :) = [CQ, AC, MN, rad2deg(alpha), rad2deg(beta), force];  end    % tra ve ket qua  disp('Result Table:');  disp(result\_table);  % tim force max  [max\_force, idx\_max] = max(result\_table(:, 6));  [min\_force, idx\_min] = min(result\_table(:, 6));  disp(['Max Force: ', num2str(max\_force), ' N at Alpha = ', num2str(result\_table(idx\_max, 4)), ' degrees and Beta = ', num2str(result\_table(idx\_max, 5)), ' degrees']);  disp(['Corresponding values: BC = ', num2str(result\_table(idx\_max, 1)\*10^3), ' mm, AC = ', num2str(result\_table(idx\_max, 2)\*10^3), ' mm, MN = ', num2str(result\_table(idx\_max, 3)\*10^3), ' mm']);  % ve bieu do alpha, beta, force  figure;  ax = plotyy(result\_table(:, 6), result\_table(:, 4), result\_table(:, 6), result\_table(:, 5));  % ten bieu do  ylabel(ax(1), 'Alpha (degrees)');  ylabel(ax(2), 'Beta (degrees)');  xlabel('Fxl (N)');  % chia nho phan tu  set(ax(1), 'YTick', linspace(min(result\_table(:, 4)), max(result\_table(:, 4)), 10));  set(ax(2), 'YTick', linspace(min(result\_table(:, 5)), max(result\_table(:, 5)), 10));  set(ax, 'XTick', linspace(min(result\_table(:, 6)), max(result\_table(:, 6)), 10));  grid on;  % ve bieu do phan tu bien thien CQ, AC va MN  figure;  hold on;  plot(result\_table(:, 1), result\_table(:, 6), '-', 'DisplayName', 'Force at CQ');  plot(result\_table(:, 2), result\_table(:, 6), '-.', 'DisplayName', 'Force at AC');  plot(result\_table(:, 3), result\_table(:, 6), '--', 'DisplayName', 'Force at MN');  legend('Location', 'Best');  xlabel('Length (m)');  ylabel('Fxl (N)');  grid on; |

Chạy chương trình, ta có biểu đồ thể hiện mối liên hệ giữa lực và các phần tử biến thiên:

|  |
| --- |
|  |
| Hình 2.10. Biểu đồ thể hiện mối liên hệ giữa lực và các góc biến thiên |

|  |
| --- |
|  |
| Hình 2.11. Biểu đồ thể hiện mối liên hệ giữa lực và các phần tử CQ, AC và MN |

Từ các biểu đồ trên, ta có lực lớn nhất tác động lên cụm xi lanh là:

Ta có lực tác động lên 1 xi lanh là:

Vị trí các phần tử biến thiên mà lực tác động lớn nhất lên là:

* ;
* AC = 5000 mm; BC = 800 mm; MN = 924,4232 mm

## Tính toán thiết kế cấu trúc cắt kéo

### Tính toán lực tác động lên các thanh cắt kéo

Ta tiến hành tính toán những thành phần phản lực còn lại của kết cấu tại vị trí lực F tác động lớn nhất của phương án được chọn:

; ;

|  |
| --- |
|  |
| Hình 2. 12. Sơ đồ phản lực liên kết của kết cấu cắt kéo tại lực đẩy F lớn nhất |
| Xét phần tử AE (trên hình 2.8) trên hành trình di chuyển của con lăn C đi từ D đến E:   |  | | --- | | Hình 2.13. Mô phỏng hành trình di chuyển của bánh xe C đi từ D đến E |   Từ hình 2.13, ta có phương trình tổng hợp momen tại điểm E:  Với điểm khảo sát AC = 5000 mm, thì khi đó CE = 0 (C di chuyển đến E), ta có giá trị của phản lực tại gối cố định A là:  Mà (từ mục 2.2.2), nên ta có:  Ta có:  Từ CT (2.2) và (2.5), ta có:  Từ CT (2.4), suy ra:  Từ CT (2.3), suy ra:  => Phản lực tại khớp Q có giá trị , nhưng có chiều hướng ngược lại so với giả định ban đầu.  Từ CT (2.5), suy ra:  Để đảm bảo sự vẹn toàn ổn định để kiểm bền kết cấu, ta xét toàn miền di chuyển của bánh xe C, ta có chương trình Matlab:   |  | | --- | | result\_table = zeros(CQ\_num\_steps, 9);  for i = 1:CQ\_num\_steps  % tinh to hop luc Ay+Cy  AyCy = G;  CQ = CQ\_values(i);  AC = sqrt(Ltck^2 - CQ^2);  % tinh goc luong giac  alpha = asin(CQ / Ltck);  teta1 = 2 \* alpha;  MN = sqrt(OM^2 + ON^2 - 2 \* OM \* ON \* cos(teta1));  cos\_teta2 = (ON^2 + MN^2 - OM^2) / (2 \* ON \* MN);  teta2 = acos(cos\_teta2);  beta = alpha + teta2;  % tinh force  NQ = OM;  MP = OA+OM;  force\_tu = AyCy\*Ltck\*cos(alpha) + Gtck\*(Ltck/2)\*cos(alpha);  force\_mau = sin(alpha)\*cos(beta)\*(NQ+MP-Ltck) + sin(beta)\*cos(alpha)\*(MP-NQ);  force = force\_tu/force\_mau;  % tinh cac phan luc lien ket  Mx = force\*cos(beta);  My = force\*sin(beta);  CE = 5.0004096 - AC;  Cy = 2.25\*G/(5-CE);  Ay = AyCy - Cy;  Ox = -Mx;  Oy = -Cy\*Ltck+My\*MP+Mx\*MP\*tan(alpha)-(Gtck/2)\*(Ltck/2)+Ox\*(Ltck/2)\*tan(alpha);  Qy = Ay-Oy+My;  Py = Cy-My+Oy;  force\_A = Ay;  force\_C = Cy;  force\_O = sqrt(Ox^2 + Oy^2);  force\_Q = Qy;  force\_P = Py;  result\_table(i, :) = [rad2deg(alpha), force, force\_A, force\_C, force\_O, force\_Q, force\_P, Ox, Oy];  end |   Từ chương trình trên, ta có thể vẽ được các biểu đồ thể hiện mối quan hệ giữa góc biến thiên, lực tác động lên xi lanh với phản lực tại các liên kết khớp, kết quả như sau:   |  | | --- | |  | | (a) Biểu đồ thể hiện mối liên hệ giữa Ay và Fxl | |  | | (b) Biểu đồ thể hiện mối liên hệ giữa tổng hợp lực tại khớp O và Fxl | |  | | (c) Biểu đồ thể hiện mối liên hệ giữa Cy và Fxl | |  | | (d) Biểu đồ thể hiện mối liên hệ giữa Qy và Fxl | |  | | (e) Biểu đồ thể hiện mối liên hệ giữa Py và Fxl |   Hình 2.14. Biểu đồ thể hiện mối liên hệ giữa góc biến thiên, lực tác động lên xi lanh và các phản lực liên kết |
| Bảng 7. Mối liên hệ giữa góc biên thiên, lực tác động lên xi lanh và các phần tử liên kết tại vị trí góc biến thiên đạt min và max   |  |  |  |  |  |  | | --- | --- | --- | --- | --- | --- | |  |  |  |  |  |  | | 9,0895 | 3,181.105 | 32611 | 26682 | -193270 | 252570 | | 39,1913 | 1,487.105 | 25298 | 33995 | -163550 | 222850 | |  |  |  | |  | | | 9,0895 | 463031,0052 | -286782,9669 | | 363528,8732 | | | 39,1913 | 3,3571.105 | -56273,7545 | | 326496,104 | | |  |  |  | |  | | | 9,0895 | 25,6392 | 137644,6742 | | 286792,9068 | | | 39,1913 | 67,7636 | 56272,3798 | | 137641,2339 | |   => Phản lực và có giá trị bằng với giá trị dưới dấu giá trị tuyệt đối nhưng có hướng ngược lại với giả định ban đầu.  Quan sát các biểu đồ trong hình 2.14 và bảng 7, ta thấy được tại vị trí mà lực tác động lên xi lanh đạt max thì các phản lực liên kết , , , cũng đạt max, nên ta bỏ qua tính bền mô phỏng trên toàn miền nâng hạ của thang, ta chỉ tiến hành kiểm bền trên miền mà có giá trị lớn nhất. Tuy nhiên, phản lực tại C (tức là lực tác dộng lên bánh xe, ) thì nghịch biến với , nên ta cũng phải xét kiểm bền đến trường hợp này. (Coi các sai số tính toán thủ công so với phương pháp phần tử hữu hạn trên Matlab là không đáng kể)  Sơ bộ, chọn kết quả của bảng 7 cho các phần tính toán sau này. Những phần tính toán trục chốt của các khớp liên kết sẽ sử dụng kết quả được tính toán dựa trên lực . |