

BỘ GIAO THÔNG VẬN TẢI
CỤC ĐĂNG KIỆM VIỆT NAM



CỘNG HÒA XÃ HỘI CHỦ NGHĨA VIỆT NAM
Độc lập - Tự do - Hạnh phúc

Số(N^o): 1435/VAQ09 - 04/19 - 00

GIẤY CHỨNG NHẬN THẨM ĐỊNH THIẾT KẾ

Căn cứ vào hồ sơ thiết kế số:

1289/19/XH

Ngày: 03.10.2019

Căn cứ vào kết quả thẩm định tại biên bản thẩm định số:

1289/19/XB

Ngày: 29.10.2019

CỤC ĐĂNG KIỆM VIỆT NAM

Chứng nhận : Thiết kế kỹ thuật Ô tô chở rác

DONGFENG DFL3160BXA/DUCNGUYEN-TD-V/MK-HOL

Ký hiệu thiết kế : 07-19/HAL

Cơ sở thiết kế : Công ty TNHH sản xuất và kinh doanh Hà Linh

Địa chỉ : Số 2C, ngõ 58/23/4 phố Trần Bình, tổ 24, P. Mai Dịch, Q. Cầu Giấy, TP. Hà Nội

Cơ sở SXLR : Công ty TNHH Phát triển Công nghiệp Minh Khuê

Địa chỉ : Số nhà 16, ngách 159, ngõ 192 Lê Trọng Tấn, P. Định Công, Q. Hoàng Mai, Hà Nội

ĐÃ ĐƯỢC CỤC ĐĂNG KIỆM VIỆT NAM THẨM ĐỊNH

Nội dung chính của bản thiết kế: Thiết kế kỹ thuật Ô tô chở rác trên cơ sở Ô tô tải (tự đổ) DONGFENG DFL3160BXA/DUCNGUYEN-TD-V do Công ty CP cơ điện Đức Nguyên VN sản xuất

Thông số kỹ thuật cơ bản :	Đơn vị	
Kích thước bao (D x R x C)	mm	7.280 x 2.500 x 3.050
Kích thước lòng thùng hàng (D x R x C)	mm	4.250/4.065 x 2.250/1.970 x 1.170/1.030
Khoảng cách trục	mm	4.200
Công thức bánh xe		4 x 2
Vết bánh xe trước/sau	mm	1.950/1.900
Khối lượng bản thân	kg	9.950
Khối lượng toàn bộ thiết kế lớn nhất	kg	15.260
Khối lượng toàn bộ cho phép lớn nhất	kg	15.260
Số người cho phép chở (kể cả người lái)	Người	03
Động cơ		YC6J190-33, Diesel, 4 kỳ, 6 xi lanh thẳng hàng, tăng áp, dung tích xi lanh 6.494 cc
Lốp trước/sau		12.00R20 / 12.00R20

Quy chuẩn áp dụng: QCVN 09:2015/BGTVT.

Ghi chú: Hệ thống thủy lực dẫn động cơ cấu kéo, đẩy, nâng hạ thùng rời chứa rác (10,6 m³).

Ngày 29 tháng 10 năm 2019 ✓

CỤC TRƯỞNG CỤC ĐĂNG KIỆM VIỆT NAM

TL. CỤC TRƯỞNG



Nguyễn Tô An

CÔNG TY TNHH SẢN XUẤT VÀ KINH DOANH HÀ LINH

Số 2C, ngõ 58/23/4 đường Trần Bình, tổ 24, P. Mai Dịch, Q. Cầu Giấy, TP. Hà Nội

**THUYẾT MINH
THIẾT KẾ KỸ THUẬT Ô TÔ CHỞ RÁC
TRÊN CƠ SỞ Ô TÔ TẢI (TỰ ĐỔ)
DONGFENG DFL3160BXA/DUCNGUYEN-TD-V**

Ký hiệu thiết kế : 07-19/HAL
Loại phương tiện : Ô TÔ CHỞ RÁC
Nhãn hiệu hàng hoá : DONGFENG DFL3160BXA/DUCNGUYEN-TD-V/MK-HOL
Cơ sở SXLR : CÔNG TY TNHH PHÁT TRIỂN CÔNG NGHIỆP MINH KHUÊ
Địa chỉ : Số nhà 16, gác 159, ngõ 192, Lê Trọng Tấn. P. Định Công, Q. Hoàng Mai, TP. Hà Nội.

Nhóm thiết kế : Nguyễn Xuân Hoàng
Phạm Đức Hòa



GIÁM ĐỐC
Phạm Đức Hòa



TL. CỤC TRƯỞNG
KT. TRƯỞNG PHÒNG CHẤT LƯỢNG XE CƠ GỖ
PHÓ TRƯỞNG PHÒNG
Đào Xuân Hải

HÀ NỘI - 2019

I. MỞ ĐẦU.

Việc thiết kế chế tạo trong nước một số loại ô tô chở rác thay thế nhập khẩu là phù hợp với chủ trương của Đảng và Nhà nước trong định hướng phát triển ngành cơ khí. Theo yêu cầu của thị trường và chủ phương tiện.

Công ty TNHH Sản xuất và kinh doanh Hà Linh tiến hành công việc:

**THIẾT KẾ KỸ THUẬT ÔTÔ CHỞ RÁC
TRÊN CƠ SỞ ÔTÔ TẢI (TỰ ĐỔ)
DONGFENG DFL3160BXA/DUCNGUYEN-TD-V**

Ký hiệu thiết kế: **07-19/HAL**

Nhãn hiệu, số loại: **DONGFENG DFL3160BXA/DUCNGUYEN-TD-V/MK-HOL**

1. Thiết kế được thực hiện trên cơ sở đảm bảo các nguyên tắc sau:
2. Thiết kế để sản xuất lắp ráp trong nước theo QCVN 09:2015/BGTVT, thông tư 30/2011/TT-BGTVT, 54/2014/TT-BGTVT, 42/2014/TT-BGTVT.
3. Sử dụng ô tô tải (tự đổ) DONGFENG DFL3160BXA/DUCNGUYEN-TD-V do Công ty cổ phần cơ điện Đức Nguyên VN sản xuất mới.
4. Tháo bỏ cụm thùng tự đổ và hệ thống thủy lực nâng hạ thùng
5. Chế tạo và lắp đặt các tổng thành của hệ thống tự kéo, đẩy, nâng, hạ thùng chứa rác.
6. Lắp đặt đấu nối hệ thống thủy lực.
7. Chế tạo cụm thùng chứa rác
8. Bảo đảm các yêu cầu về kỹ thuật và mỹ thuật của ô tô;
9. Kết cấu phù hợp với khả năng cung cấp phụ tùng vật tư và khả năng công nghệ của các doanh nghiệp có đủ tư cách pháp nhân sản xuất lắp ráp ô tô ở trong nước;
10. Ô tô thiết kế đảm bảo chuyển động ổn định và an toàn trên các loại đường giao thông công cộng.
11. Mẫu sơn ô tô do cơ sở sản xuất đăng ký theo loạt sản phẩm.



II. BỐ TRÍ CHUNG Ô TÔ.

II.1. GIỚI THIỆU Ô TÔ DONGFENG DFL3160BXA/DUCNGUYEN-TD-V/MK-HOL.

1.1. Tuyến hình của ô tô DONGFENG DFL3160BXA/DUCNGUYEN-TD-V/MK-HOL.

Ô tô DONGFENG DFL3160BXA/DUCNGUYEN-TD-V/MK-HOL là ô tô chở rác công thức bánh xe 4x2. Ô tô có các thông số cơ bản sau:

Kích thước bao ngoài (Dài x Rộng x Cao) : 7280x2500x3050 (mm)

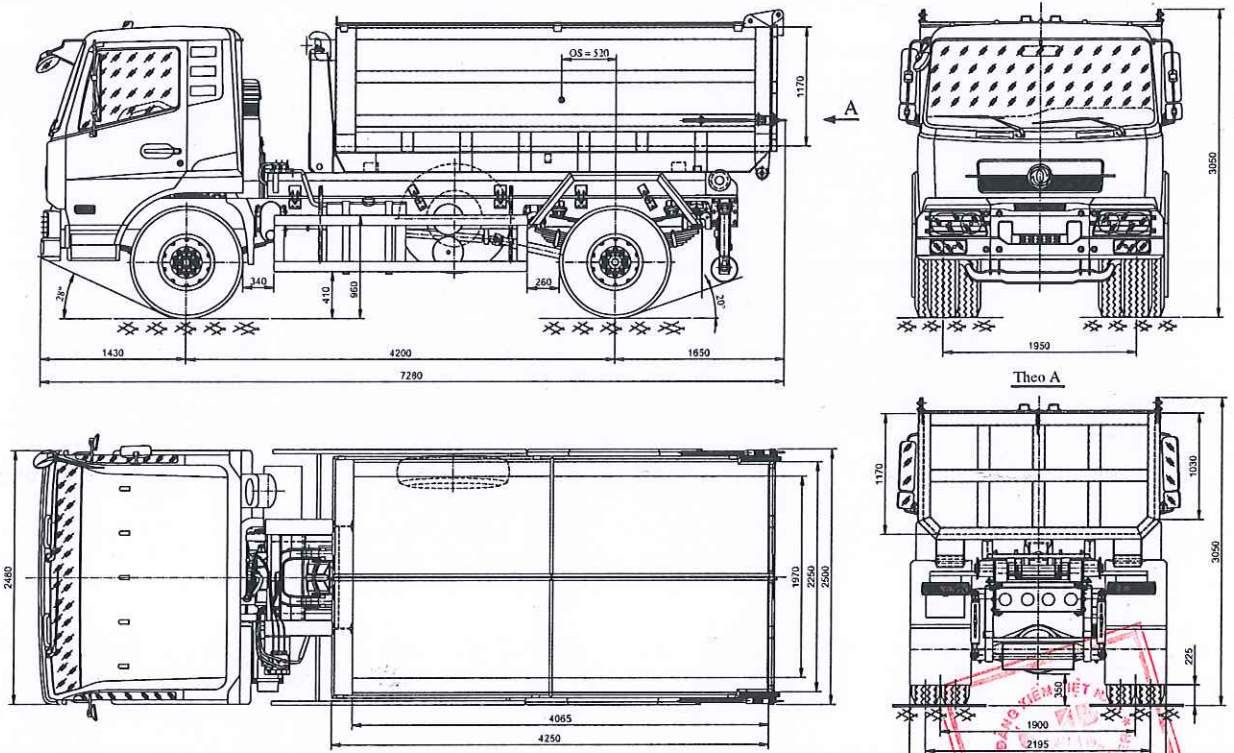
Chiều dài cơ sở : 4200 (mm)

Vết bánh trước sau : 1950/1900 (mm)

Góc thoát trước : 28°

Góc thoát sau : 20°

Tuyến hình của ô tô có dạng như hình vẽ:



Tổng thể ô tô "DONGFENG DFL3160BXA/DUCNGUYEN-TD-V/MK-HOL"

1.2. Giới thiệu ô tô tải (tự đổ) DONGFENG DFL3160BXA/DUCNGUYEN-TD-V.

Ô tô sát xi tải DONGFENG DFL3160BXA/DUCNGUYEN-TD-V do Công ty cổ phần cơ điện Đức Nguyên VN sản xuất lắp ráp công thức bánh xe 4 x 2, tay lái thuận. Có các thông số kỹ thuật cơ bản như sau:

- Động cơ Diesel 4 kỳ, 6 xi lanh thẳng hàng, làm mát bằng nước, có tăng áp.
- Công suất lớn nhất: 140 kW ở số vòng quay 2500 v/ph;
- Mô men xoắn lớn nhất: 630 N.m ở số vòng quay 1400 -1700 v/ph;
- Ly hợp 1 đĩa ma sát khô, dẫn động thủy lực, trợ lực khí nén.
- Hộp số cơ khí 08 số tiến và 02 số lùi.
- Cầu trước dẫn hướng, cầu sau chủ động. Tỷ số truyền của truyền lực chính $i_0 = 5,730$
- Hệ thống lái bố trí thuận kiểu cơ khí. Cơ cấu lái kiểu trục vít - ê cu bi trợ lực thủy lực.
- Hệ thống treo trước kiểu phụ thuộc nhíp lá, giảm chấn thủy lực. Hệ thống treo sau kiểu phụ thuộc, nhíp lá.
- Hệ thống phanh chính : Dẫn động khí nén, 02 dòng. Cơ cấu phanh trước loại tang trống, cơ cấu phanh sau loại tang trống.
- Phanh đỗ xe: Kiểu tang trống dẫn động khí nén, lò xo tích năng tác động lên các bánh xe trục 02.
- Cầu trước lắp lốp đơn cỡ lốp 12.00R20, cầu sau lắp bánh kép cỡ lốp 12.00R20.

Các thông số kỹ thuật khác của ô tô cho trong bảng thông số kỹ thuật.

1.3. Giới thiệu ô tô DONGFENG DFL3160BXA/DUCNGUYEN-TD-V/MK-HOL.

Ô tô “DONGFENG DFL3160BXA/DUCNGUYEN-TD-V/MK-HOL” bao gồm 02 phần:

Thùng chứa rác đặt tại các điểm cần thu gom rác phế thải.

Cơ cấu chuyên dùng lắp trên ô tô dùng để kéo thùng chứa rác từ mặt đất lên, giữ chặt thùng rác trong quá trình vận chuyển, thực hiện việc đổ xả rác và đưa trả thùng chứa rác xuống vị trí ban đầu.

1. Khung phụ.

Khung phụ để giảm tải cho khung chính và làm bệ đỡ cho toàn bộ các chi tiết của hệ thống chuyên dùng lắp trên ô tô. Khung phụ gồm 02 dầm chính chế tạo bằng thép dày 8mm; 02 tai lắp xilanh nâng thùng phía đầu khung phụ.

Khung phụ được liên kết với khung ô tô bằng 16 bu lông chống xô M14xI,25. Kết cấu cụ thể của khung phụ trình bày trong bản vẽ

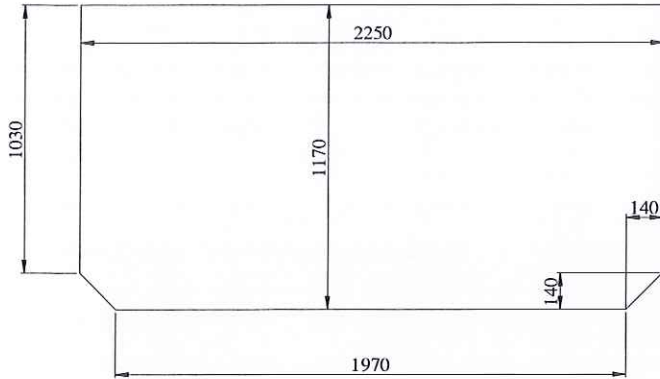
2. Thùng chứa rác.

Thùng chứa rác được chế tạo trong nước theo kết cấu và kích thước thể hiện trong các bản vẽ.

Kích thước lọt lòng (dài x rộng x cao): 4250/4065x2250/1970x1170/1030 mm.



- Thể tích thùng chứa : Thể tích thùng chứa được xác định theo kích thước hình học của thùng. Bằng phần mềm Autocad ta tính toán được:



```
Command: aa
AREA
Specify first corner point or [Object/Add/Subtract]:
Specify next corner point or press ENTER for total:
Specify next corner point or press ENTER for total:
Specify next corner point or press ENTER for total:
Specify next corner point or press ENTER for total:
Specify next corner point or press ENTER for total:
Specify next corner point or press ENTER for total:
Specify next corner point or press ENTER for total:
Area = 2619650.0000, Perimeter = 6681.9795
Command:
```

+ Diện tích đáy của thùng chứa: $S_d = 2619650 \text{ mm}^2 \approx 2,61965 \text{ m}^2$.

=> Thể tích của xi téc: $V_{\text{xitéc}} = 4,065 \cdot 2,61965 \approx 10,6 \text{ m}^3$.

Vậy thể tích của thùng chứa là: $V_{\text{ic}} = 10,6 \text{ m}^3$.

Thùng chứa rác rời được chế tạo kiểu Container. Dầm dọc thùng được chế tạo bằng thép I 200x100x5,5x8; dầm ngang thùng được chế tạo bằng 06 thép [120x50x5, 01 dầm ngang [150x50x5, 01 dầm ngang [200x50x5. Tôn sàn thùng chế tạo từ thép tấm dày 5 mm. Cột thành bên làm từ thép [150x50x5 mm và [200x50x5 mm; xương thành bên thùng được chế tạo bằng thép tấm [120x50x5 mm, thành bên được bọc thép tấm dày 5 mm. Thành trước thùng chứa được làm từ thép tấm dày 5 mm; bố trí thêm các gân chịu lực để lắp móc kéo; thành trước được bọc tôn dày 5mm. Mặt sau thùng được làm từ thép [120x50x5 cánh cửa thành sau được bọc tôn dày 5 mm. Thành sau có bố trí mở kiểu thùng ben thông qua 02 chốt $\Phi 30$ phía trên; cánh cửa thành sau được mở khi xả rác, bình thường cửa sau được khóa lại bằng 02 khóa ở hai bên. Thùng chứa rác được đặt trên 02 con lăn $\Phi 180$ được lắp ở phía đuôi thùng.

Phía trên nóc được bịt kín, bố trí 02 cửa ở phía giữa nóc thùng có thể lật về 2 bên.

Kết cấu cụ thể của thùng chứa rác được trình bày trên bản vẽ.

3. Cơ cấu chuyên dùng

Cần với chế tạo từ thép dày 10mm; 8mm. Trên cần với có các lỗ chốt bắt xylanh và liên kết với cần phụ.

Tay biên xylanh nâng thùng được chế tạo từ thép tấm dày 12mm; trên đó có các lỗ để liên kết với cần với, khung phụ và cần phụ. 02 tay biên được liên kết với nhau bằng 01 chốt $\Phi 50$.

Khung giá liên kết con lăn được chế tạo từ thép dày 8mm; trên khung giá liên kết có hàn trực con lăn $\Phi 60$.

Cần phụ được chế tạo từ thép [192x70x8mm, thép dày 8mm, trên cần phụ có các lỗ để bắt liên kết với tay biên xylanh nâng thùng và khung giá liên kết con lăn.

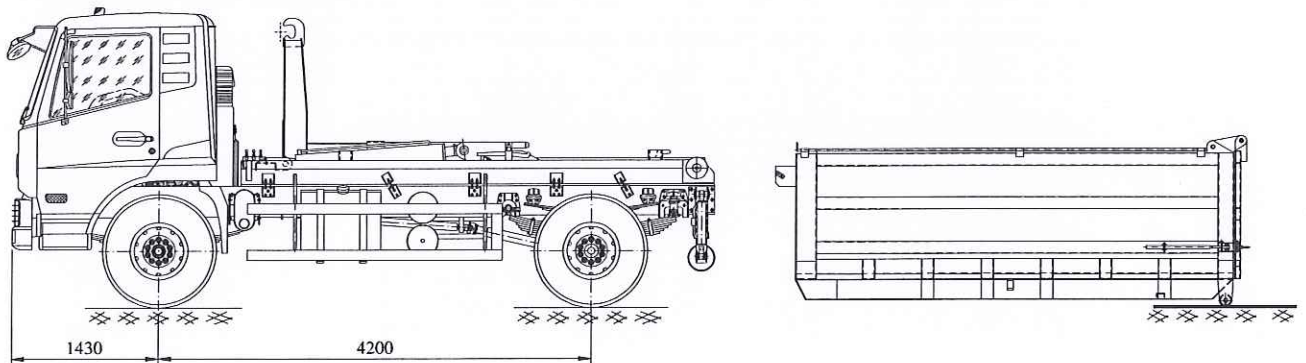
Trên cần phụ còn bố trí cơ cấu kẹp để cố định thùng chứa. Khi thùng chứa được cơ cấu nâng hạ kéo lên ô tô, để đảm bảo cố định thùng chứa với khung phụ khi xe chạy trên đường và khi tự đổ.

Để đảm bảo tính ổn định của xe khi đổ rác, trên xe có bố trí 01 chân chống phía đuôi xe. Chân chống sau được chế tạo thép dày 10 mm được liên kết chắc chắn với sát xi bằng 12 bu lông liên kết M14x1,5 thông qua tai liên kết dày 10mm.

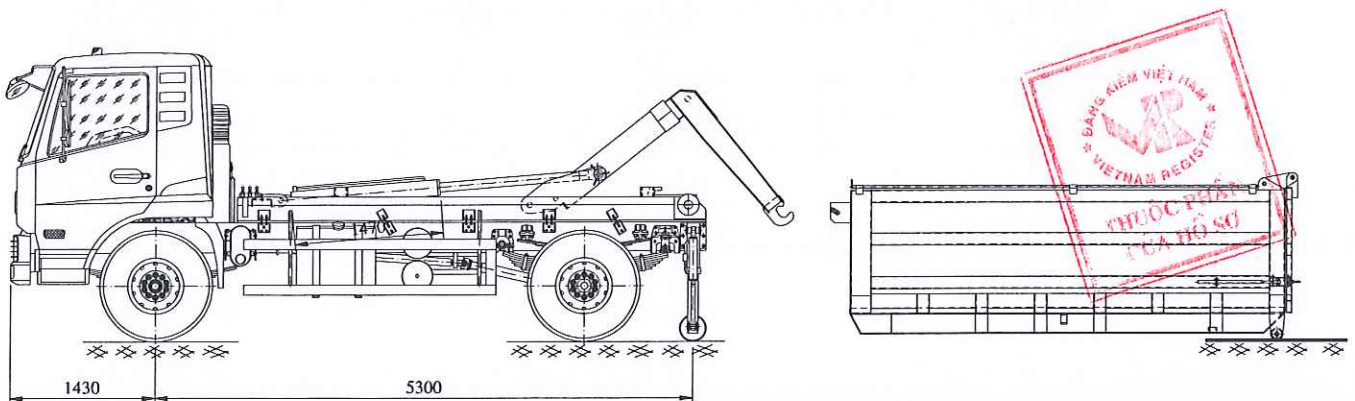
4. Nguyên lý hoạt động

Tại vị trí đặt thùng chứa cài trích lực để bơm thủy lực hoạt động. Điều khiển xy lanh cần với thu hết về. Điều khiển xy lanh cần chính sao cho móc cầu thùng thấp hơn so với móc quai thùng một đoạn 20mm. Ngắt trích lực lùi xe vào sao cho móc cầu ăn khớp mới móc quai thùng. Đạp côn cài trích lực, điều khiển xy lanh cần chính từ từ rút hết hành trình về, lúc này dầm dọc thùng hàng nằm trên 2 con lăn dẫn hướng trên dầm phụ. Điều khiển xy lanh cần với về hết hành trình 912mm, khi đó thùng chứa được nằm trên khung sát xi phụ đúng vị trí. Khi xy lanh cần với về hết hành trình, điều khiển xy lanh khóa hãm thùng đẩy ra ép dầm phụ khi đó thùng chứa được giữ chặt trong quá trình xe di chuyển đến nơi xử lý. Quá trình kéo thùng được minh họa theo thứ tự từ N1 đến N4.

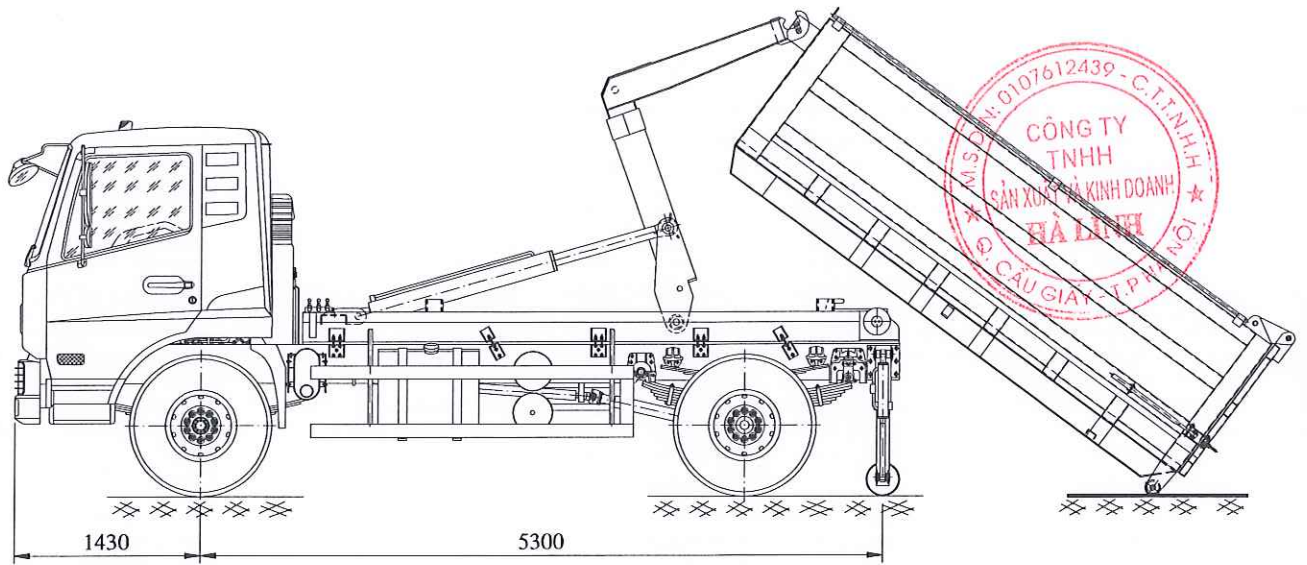
N1 Xe và thùng trước khi kéo



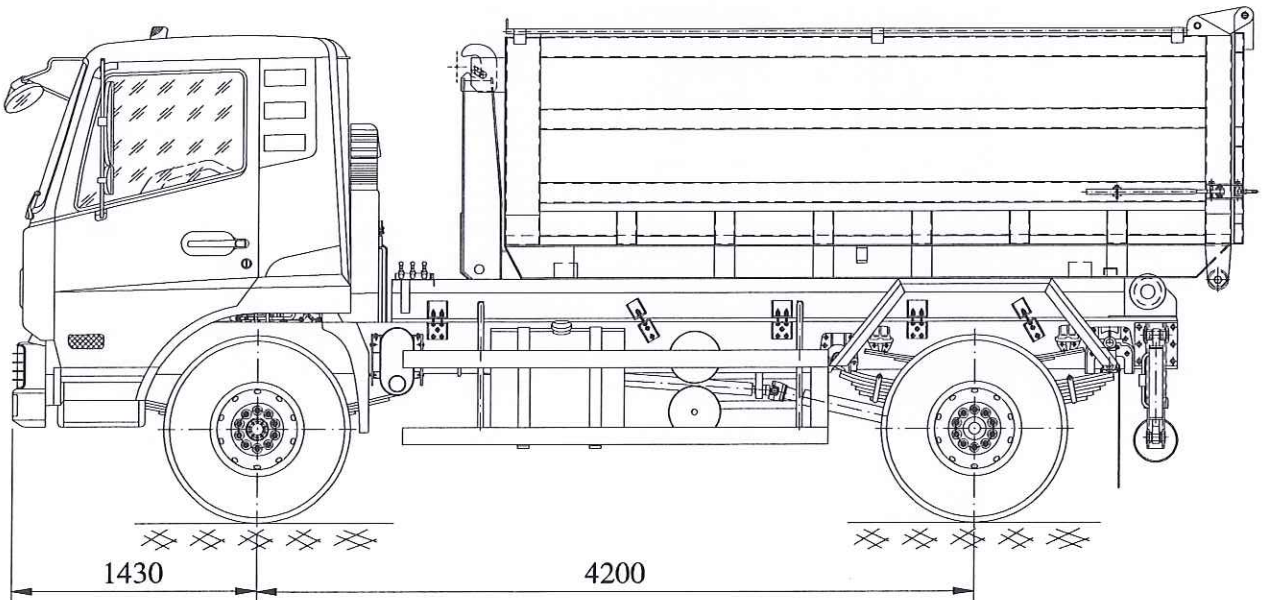
N2 Điều chỉnh xy lanh cần chính và xe để cho móc cầu ăn khớp với quai thùng:



N3 Điều khiển xy lanh cần chính thu về ray thùng tiếp xúc với con lăn:

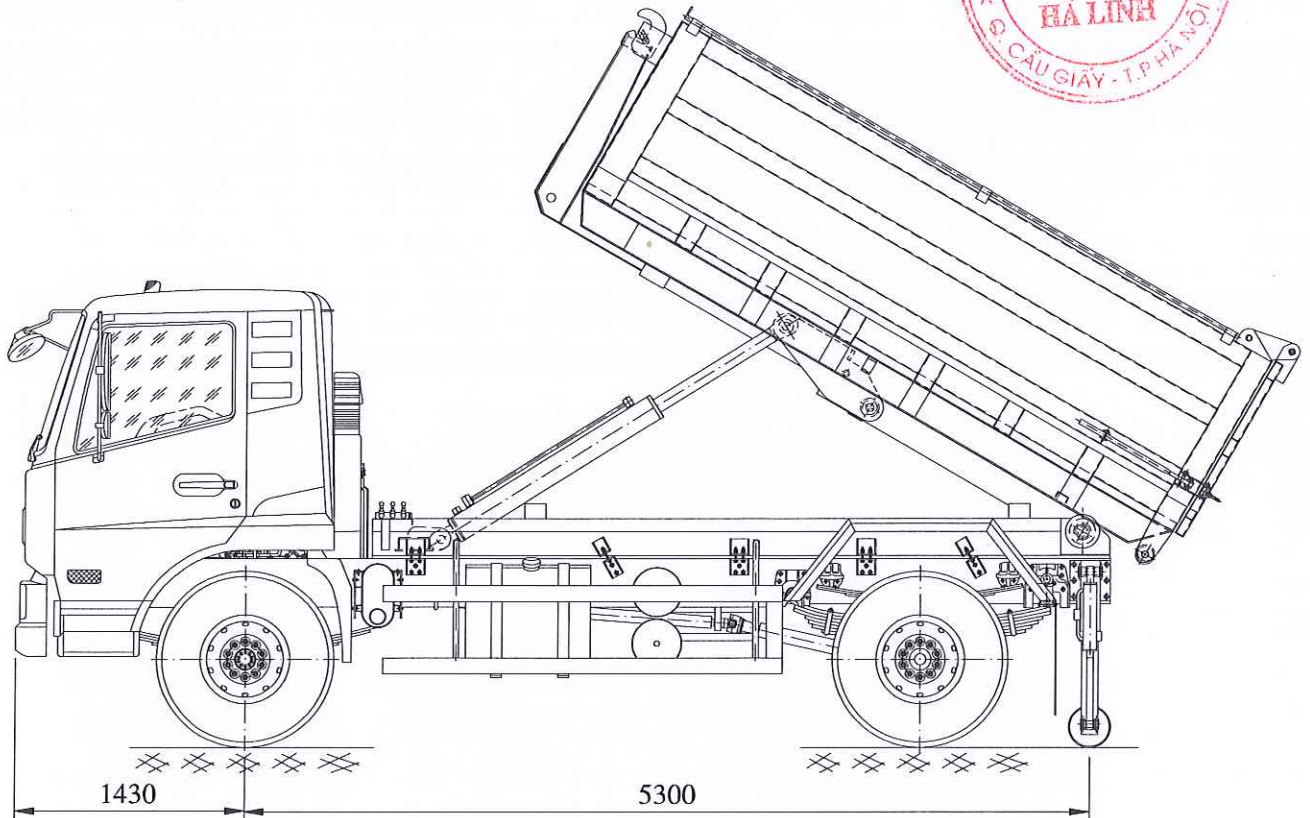


N4 Cần với kéo thùng về sát cabin khi xy lanh cần với ra hết hành trình:



5. Quy trình xả rác.

Điều khiển xy lanh chân chống sau hạ chân chống sau xuống đất. Tại vị trí xả rác điều khiển xy lanh cần chính ra hết hành trình 1370 mm. ở trạng thái này toàn bộ cơ cấu: Cần phụ, cần chính, cần với được nối cứng với nhau và chuyển động quay quanh trục xoay trên cần phụ. Khi rác được đổ hết khỏi thùng chứa, điều khiển xy lanh cần chính về hết hành trình. Quá trình xả rác kết thúc.



Hình minh họa quá trình xả rác

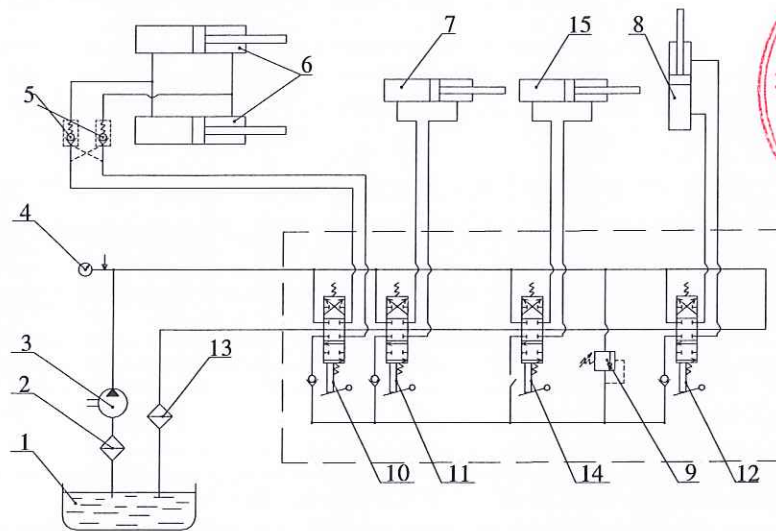
6. Quy trình hạ thùng hàng xuống.

Tại vị trí để thùng quan sát phía sau sao cho khoảng cách tối thiểu bằng chiều dài thùng cộng thêm 11 cm. Đạp côn cài trích lực, điều khiển xy lanh cần với ra hết hành trình, điều khiển tiếp xy lanh cần chính ra hết hành trình. Thùng hàng đã được hạ xuống đất. Điều khiển ngược lại các thao tác trên. Điều khiển xy lanh chân chống sau thu chân chống sau. Quá trình hạ thùng hàng kết thúc.



1.4. Hệ thống thủy lực.

Sơ đồ hệ thống thủy lực được trình bày trên bản vẽ.



GHI CHÚ:

+ 1 - Cùm van phân phối+ van an toàn.

+ Áp suất làm việc của hệ thống thủy lực là 180kg/cm².

1. Thùng chứa dầu thủy lực; 2. Lọc dầu hút; 3. Bơm dầu thủy lực; 4. Đồng hồ đo áp suất dầu thủy lực; 5. Van chống lún; 6. Xi lanh chính; 7. Xilanh cần với; 8. Xi lanh kẹp thùng; 9. Van an toàn; 10. Cần điều khiển chính; 11. Cần điều khiển xilanh cần với; 12. Cần điều khiển xilanh kẹp thùng; 13. Lọc dầu hồi; 14. Cần điều khiển xilanh chân chống sau; 15. Xylanh chân chống sau.



II.2. XÁC ĐỊNH CÁC THÀNH PHẦN KHỐI LƯỢNG CỦA Ô TÔ.

2.1. Xác định các thành phần khối lượng.

Khối lượng bản thân của ô tô cơ sở : $G_{cs} = 7705$ (kg);

Khối lượng thùng hàng và hệ thống thủy lực tháo bỏ: $G_{tb} = - 1585$ (kg);

Khối lượng khung phụ + cụm cơ cấu chuyên dùng: $G_{kp+cd} = 2155$ (kg);

Khối lượng chấn bảo hiểm hông, chấn bùn, chi tiết phụ: $G_{ctp} = 75$ (kg);

Khối lượng thùng chứa rác: $G_{tc} = 1600$ (kg);

Khối lượng bản thân ô tô DONGFENG DFL3160BXA/DUCNGUYEN-TD-V/MK-HOL

$$G_o = G_{cs} + G_{tb} + G_{kp+cd} + G_{ctp} + G_{tc} = 9950 \text{ (kg);}$$

Khối lượng kíp lái: $G_{lx} = 195$ (kg);

Khối lượng rác chuyên chở cho phép tham gia giao thông không phải xin phép của ô tô:

$$Q = V \cdot \rho$$

Trong đó: + V - Là thể tích thùng chứa: $V = 10,6 \text{ m}^3$.

+ ρ - Là khối lượng riêng của rác phế thải: $\rho = 482 \text{ (kg/m}^3\text{)}$;

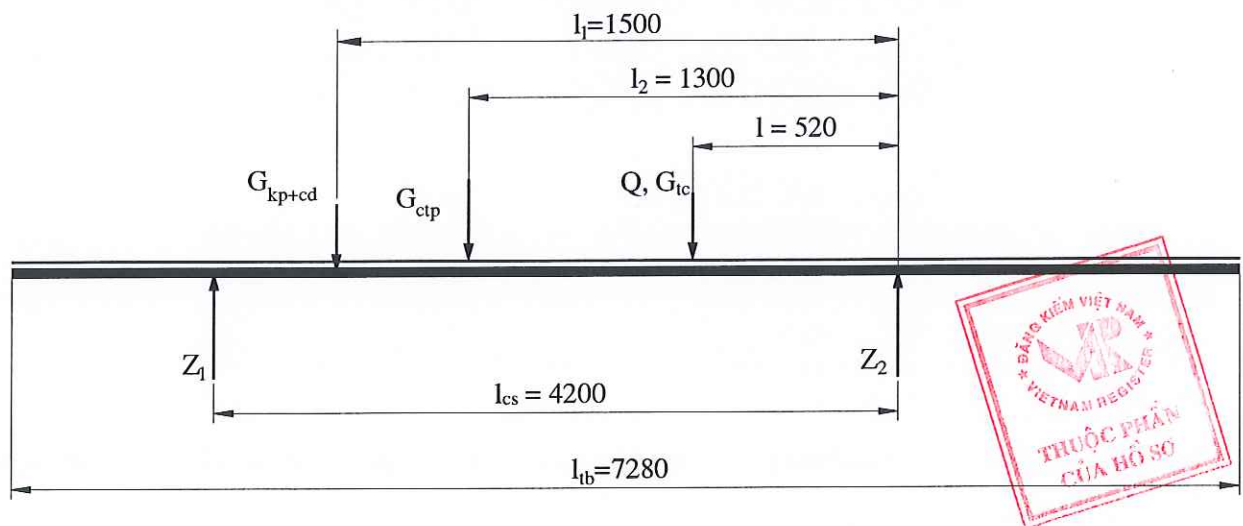
$$\rightarrow Q = 10,6 \cdot 482 \approx 5115 \text{ (kg).}$$

Khối lượng toàn bộ cho phép tham gia giao thông không phải xin phép:

$$G_{tb} = G_o + Q + G_{lx} = 15260 \text{ (kg);}$$

2.2. Tính toán phân bố khối lượng.

Trên cơ sở giá trị các thành phần khối lượng và tọa độ tác dụng của chúng có thể xác định được sự phân bố khối lượng của ô tô lên các trục khi không tải và khi đầy tải.



Sơ đồ xác định phân bố khối lượng

Bảng thông số tính toán				
TT	Thành phần	Kí hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	Chiều dài toàn bộ của ô tô	l_{tb}	7280	mm
2	Khoảng cách trục 1 tới trục 2	l_{cs}	4200	mm
3	Khoảng cách từ trọng tâm thùng và hàng chuyên chở cho phép tới tâm trục 2	l	520	mm
4	Khoảng cách trọng tâm khung phụ, cơ cấu nâng hạ tới trục 2	l_1	1500	mm
5	Khoảng cách chấn bảo hiểm, chi tiết phụ tới trục 2	l_2	1300	mm

Khối lượng thùng chứa phân bố lên trục 1: $G_{tc1} = G_{tc} \cdot l/l_{cs}$

Khối lượng thùng chứa phân bố lên trục 2: $G_{tc2} = G_{tc} - G_{tc1}$

Khối lượng hàng chuyên chở cho phép phân bố lên trục 1: $Q_1 = Q \cdot l/l_{cs}$

Khối lượng hàng chuyên chở cho phép phân bố lên trục 2: $Q_2 = Q - Q_1$

Kết quả tính toán được trình bày trong bảng:

TT	Các thành phần khối lượng	Giá trị (kg)	Trục trước (kg)	Trục sau (kg)
1	Khối lượng bản thân ô tô tải (tự đổ) DONGFENG DFL3160BXA/DUCNGUYEN-TD-V	7705	4020	3685
2	Khối lượng thùng hàng và hệ thống thủy lực tháo bỏ: G_{tb}	-1585	-530	-1055
3	Khối lượng thùng chứa chuyên dùng: G_{th}	2155	720	1435
4	Khối lượng chấn bảo hiểm, chi tiết phụ: G_{ctp}	1600	195	1405
5	Khối lượng khung phụ + cơ cấu chuyên dùng: G_{kp+cd}	75	25	50
6	Khối lượng bản thân ô tô DONGFENG DFL3160BXA/DUCNGUYEN-TD-V/MK-HOL	9950	4430	5520
7	Khối lượng rác chuyên chở cho phép tham gia giao thông: Q	5115	635	4480
8	Khối lượng kíp lái: G_{kl}	195	195	0
9	Khối lượng toàn bộ cho phép tham gia giao thông: G_{tb}	15260	5260	10000
10	Khả năng chịu tải lớn nhất trên trục của ô tô cơ sở	-	7000	13800



II.3. ĐẶC TÍNH KỸ THUẬT CƠ BẢN CỦA Ô TÔ.

TT	Thông số	Đơn Vị	Giá trị	
1. Thông số chung				
1.1	Loại phương tiện		Ô tô tải (tự đổ)	Ô tô chở rác
1.2	Nhãn hiệu, số loại		DONGFENG DFL3160BXA /DUCNGUYEN-TD-V	DONGFENG DFL3160BXA /DUCNGUYEN-TD-V/MK- CÔNG TY TNHH HỒ LĨNH
1.3	Công thức bánh xe		4 x 2	4 x 2
2. Thông số về kích thước				
2.1	Kích thước chung (Dài x Rộng x Cao)	mm	7000x2500x2950	7280x2500x3050
2.2	Chiều dài cơ sở	mm	4200	
2.3	Vệt bánh xe (Trước/ Sau)	mm	1950/1900	
2.4	Vệt bánh xe sau phía ngoài	mm	2195	
2.5	Chiều dài đầu xe	mm	1430	
2.6	Chiều dài đuôi xe	mm	1370	1650
2.7	Chiều rộng cabin	mm	2480	
2.8	Chiều rộng thùng hàng	mm	2500	2500
2.9	Khoảng sáng gầm xe	mm	350	
2.10	Góc thoát trước/ sau	độ	28/30	28/20
3. Thông số về khối lượng				
3.1	Khối lượng bản thân	kg	7705	9950
	- Phân bố lên trục trước	kg	4020	4430
	- Phân bố lên trục sau	kg	3685	5520
3.2	Khối lượng hàng chuyên chở cho phép tham gia giao thông	kg	8100	5115
3.3	Khối lượng hàng chuyên chở theo thiết kế	kg	8100	5115
3.4	Số người cho phép chở kể cả người lái	Người	03 (195kg)	03 (195kg)
3.5	Khối lượng toàn bộ cho phép tham gia giao thông	kg	16000	15260
	- Phân bố lên trục trước	kg	6000	5260
	- Phân bố lên trục sau	kg	10000	10000
3.6	Khối lượng toàn bộ theo thiết kế	kg	16000	15260
3.7	Khả năng chịu tải lớn nhất trên từng trục của xe cơ sở	kg		
	- Phân bố lên trục trước	kg	7000	
	- Phân bố lên trục sau	kg	13800	
4. Thông số về tính năng chuyển động				
4.1	Tốc độ cực đại của xe	km/h	84,34	85,94
4.2	Độ dốc lớn nhất xe vượt được	%	26	40,3
4.3	Thời gian tăng tốc từ lúc khởi hành -200m	s	25,12	25,42
4.4	Độ ổn định ngang không tải	độ	41,67	39,68
4.5	Bán kính quay vòng nhỏ nhất theo vết bánh xe trước phía ngoài	m	9,0	

5. Động cơ			
5.1	Nhà sản xuất ,kiểu loại		YC6J190-33
5.2	Loại nhiên liệu , số kỳ , số xy lanh , cách bố trí , kiểu làm mát		Diezel, 4kỳ , 6xy lanh thẳng hàng, làm mát bằng nước, có tầng áp.
5.3	Dung tích xilanh	cm ³	6494
5.4	Tỷ số nén		17,5:1
5.5	Đường kính xy lanh x hành trình piston	mmx mm	105x125
5.6	Công suất lớn nhất	kW/v/ph	140/2500
5.7	Mô men xoắn lớn nhất	N.m/v/ph	630/1400-1700
5.8	Phương thức cung cấp nhiên liệu		Bơm cao áp
5.9	Bố trí động cơ trên khung xe		Phía trước
6. Li hợp			
6.1	Nhãn hiệu		Theo động cơ
6.2	Kiểu loại		01 đĩa ma sát khô
6.3	Kiểu dẫn động		Thủy lực, trợ lực khí nén
7. Hộp số			
7.1	Nhãn hiệu hộp số chính		-
7.2	Kiểu loại		Cơ khí
7.3	Kiểu dẫn động		Cơ khí
7.4	Số cấp số		08 số tiến, 02 số lùi
7.5	Tỉ số truyền các số		$i_{h1} = 10,310$ $i_{h2} = 7,33$ $i_{h3} = 5,09$ $i_{h4} = 3,77$ $i_{h5} = 2,73$ $i_{h6} = 1,940$ $i_{h5} = 1,350$ $i_{h6} = 1,000$ $i_{L1} = 11,350$ $i_{L2} = 2,920$
8. Trục các đăng			
8.1	Nhãn hiệu trục các đăng		-
8.2	Kiểu loại		Các đăng không đồng tốc
8.3	Đường kính	mm	-
9. Cầu xe			
9.1	Cầu dẫn hướng		Cầu trước
9.2	Cầu chủ động		Cầu sau
9.3	Tỷ số truyền của truyền lực chính		5,730
10. Hệ thống lái			
10.1	Nhãn hiệu cơ cấu lái		
10.2	Kiểu loại cơ cấu lái		Trục vít - ê cu bi
10.3	Dẫn động lái		Cơ khí có trợ lực thủy lực
10.4	Tỷ số truyền cơ cấu lái		
11. Hệ thống phanh			
11.1	Phanh công tác - Kiểu loại - Dẫn động		Cơ cấu phanh trước loại tang trống. Cơ cấu phanh sau loại tang trống. Dẫn động khí nén 02 dòng.

11.2	Phanh dừng - Kiểu loại - Dẫn động		Má phanh tang trống Khi nén, lò xo tích năng tại bầu phanh trực 2
11.3	Phanh dự phòng		-
12. Hệ thống treo			
12.1	Hệ thống treo trực 1		Phụ thuộc, nhíp lá Giảm chấn thủy lực
12.2	Hệ thống treo trực 2		Phụ thuộc, nhíp lá
13. Vành bánh xe, lớp			
13.1	Số lượng		6 + 1
13.2	Lớp trước		Đơn 12.00R20
13.3	Lớp sau		Kép 12.00R20
13.4	Áp suất trong lớp trước/Tải trọng	kPa/kg	830/3750
13.5	Áp suất trong lớp sau/Tải trọng	kPa/kg	830/3450
14. Hệ thống điện			
14.1	Điện áp hệ thống		24V
14.2	Ắc quy (số lượng, điện áp ,dung lượng)		02 x 12V- 150Ah
14.3	Động cơ khởi động		24V
14.4	Máy phát (điện áp , dung lượng)		24V-70A
14.5	Hệ thống chiếu sáng, tín hiệu	Số lượng (chiếc)	Màu sắc
14.5.1	Đèn chiếu xa/ chiếu gần	02/02	Màu trắng/ màu trắng
14.5.2	Đèn sương mù	02	Màu vàng
14.5.3	Đèn kích thước trước/ sau	02/04	Màu trắng/ màu đỏ
14.5.4	Đèn xi nhan trước/ sau	02/02	Màu vàng/ màu vàng
14.5.5	Đèn phanh	02	Màu đỏ
14.5.6	Tấm phản quang	04	Màu đỏ
14.5.7	Đèn lùi	02	Màu trắng
14.5.8	Đèn soi biển số	01	Màu trắng
15. Ca bin			
15.1	Kiểu ca bin		Ca bin lật
16. Thùng xe			
16.1	Mô tả		Thùng (tự đổ)
16.2	Kích thước lòng thùng	mm	Thùng rời chứa rác 4250/4065x2250/1970 x1170/1030
16.3	Thể tích	m ³	- 10,6
17. Thiết bị thủy lực			
17.1	Nhãn hiệu bơm thủy lực - Model		- OMFB - HDS-108
17.2	Số vòng quay	v/ph	- 1500
17.3	Áp suất bơm	Bar	- 350
17.4	Lưu lượng bơm	cm ³ /rev	- 107
17.5	Bộ trích công suất	-	Theo xe cơ sở

17.7	Xilanh cần vớt: + Đường kính piston: + Đường kính cần piston: + Hành trình: + áp suất làm việc:	- mm mm mm Bar	- - - - -	DAEKY ET 90(105)x50x912 CT 90 50 912 180
17.8	Xilanh chân chống: + Đường kính piston: + Đường kính cần piston: + Hành trình: + áp suất làm việc:	- mm mm mm Bar	- - - - -	VHD ET 65(80)x40x400 CT 65 40 400 180
17.9	Xilanh nâng thùng: + Đường kính piston: + Đường kính cần piston: + Hành trình: + áp suất làm việc:	- mm mm mm Bar	- - - - -	DAEKY ET 140(160)x65x1370 CT 140 65 1370 180
17.10	Thùng dầu thủy lực	mm	-	500x450x510
17.11	Cụm van điều khiển 3 tay		-	Galtech-Q95



III. CÁC TÍNH TOÁN CƠ BẢN.

III.1. XÁC ĐỊNH TỌA ĐỘ TRỌNG TÂM ÔTÔ.

Bảng thông số tính toán chiều cao trọng tâm				
TT	Thành phần khối lượng	Kí hiệu	Giá trị (kg)	h_{gi} (m)
1	Khối lượng bản thân của ô tô cơ sở	G_{sx}	7705	1,21
2	Khối lượng thùng hàng và hệ thống thủy lực tháo bỏ:	G_{tb}	-1585	1,55
3	Khối lượng khung phụ + cơ cấu chuyên dùng	G_{kp+cd}	2155	1,45
4	Khối lượng chấn bảo hiểm, chi tiết phụ	G_{cn}	75	0,75
5	Khối lượng thùng	G_{th}	1600	1,95
6	Khối lượng kíp lái	G_{lx}	195	1,85
7	Khối lượng hàng hóa cho phép TGGT	Q	5115	1,95

1.1. Khoảng cách từ trọng tâm đến các cầu.

- Khoảng cách từ trọng tâm ô tô đến tâm cầu trước: $a = (Z_2 \cdot L) / G$
- Khoảng cách từ trọng tâm ô tô đến tâm cầu sau: $b = L - a$

1.2. Xác định chiều cao trọng tâm.

Căn cứ vào giá trị các thành phần khối lượng và tọa độ trọng tâm của chúng, ta xác định chiều cao trọng tâm của ô tô theo công thức:

$$h_g = (\sum G_i \cdot h_{gi}) / G$$

Trong đó: h_g , G - Chiều cao trọng tâm và khối lượng bản thân của ô tô;

TT	DONGFENG DFL3160BXA /DUCNGUYEN-TD-V/MK-HOL	Thông số		
		a (m)	b (m)	h_g (m)
1	Khi không tải	2,330	1,870	1,323
2	Khi đầy tải	2,752	1,448	1,373

III.2. KIỂM TRA TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA Ô TÔ.

Trên cơ sở bố trí chung và tọa độ của trọng tâm của ô tô, có thể xác định được các giới hạn ổn định của ô tô như sau:

Góc giới hạn lật khi lên dốc:

$$\alpha_L = \arctg (b / h_g) \quad (\text{Độ});$$

Góc giới hạn lật khi xuống dốc:

$$\alpha_X = \arctg (a / h_g) \quad (\text{Độ});$$

Góc giới hạn lật trên đường nghiêng ngang:

$$\beta = \arctg (W_T / 2h_g) \quad (\text{Độ});$$



- Vận tốc chuyển động giới hạn của ô tô khi quay vòng với bán kính R_{qmin}

$$V_{gh} = \sqrt{W_T \cdot g \cdot R_{qmin} / (2 \cdot h_g)} \quad (m/s);$$

- Bán kính quay vòng nhỏ nhất tại tâm của ô tô R_{qmin}

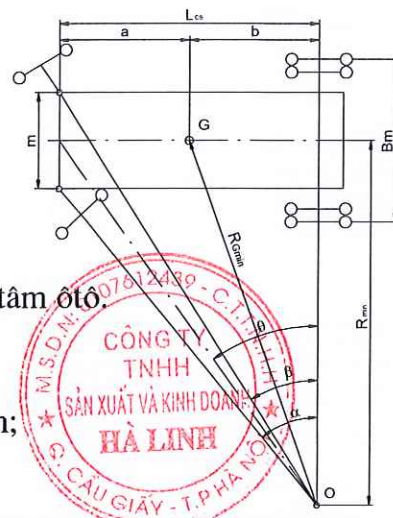
$$R_{qmin} = \sqrt{R_{min}^2 + b^2} \quad (m);$$

Trong đó: R_{min} là bán kính quay vòng nhỏ nhất tối trực qua tâm ô tô.

$$R_{min} = L_{cs} \cdot \cotg\theta = 4,2 \cdot \cotg32^\circ = 6,72 \quad (m);$$

Với: L_{cs} là chiều dài cơ sở của ô tô; θ là góc quay trung bình;

Kết quả tính toán:



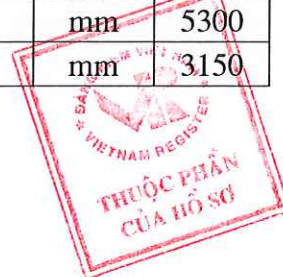
TT	DONGFENG DFL3160BXA /DUCNGUYEN-TD-V /MK-HOL	Thông số					
		W_T (m)	R_{qmin} (m)	α_L (Độ)	α_x (Độ)	β (Độ)	V_{gh} (Km/h)
1	Khi không tải	2,195	6,98	54,72	60,41	39,68	27,13
2	Khi đầy tải	2,195	6,87	46,52	63,49	38,64	26,42

Nhận xét: Các giá trị giới hạn về ổn định của ô tô phù hợp với điều kiện đường xá thực tế, bảo đảm ô tô hoạt động ổn định trong các điều kiện chuyển động.

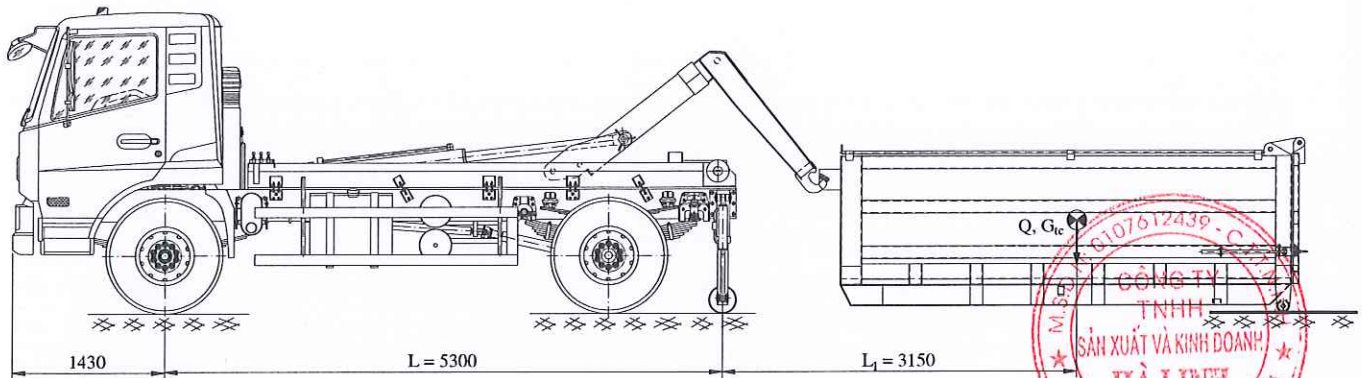
III.3. TÍNH ỔN ĐỊNH KHI KÉO THÙNG CHỨA LÊN KHUNG.

Giả thiết coi chân chống sau như một trục chịu lực. Trường hợp mất ổn định nguy hiểm nhất là thời điểm thùng hàng bắt đầu tách khỏi mặt đất., ô tô bị lật quanh chân chống sau. Khi đó sơ đồ tác dụng lên ô tô có dạng như sau:

TT	Thông số	Kí hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	Khối lượng rác chuyên chở cho phép	Q	kg	5115
2	Khối lượng thùng chứa	G_{tc}	kg	1600
3	Khoảng cách từ trục 1 tới tâm chân chống sau	L	mm	5300
4	Khoảng cách từ trọng tâm thùng chứa tới tâm chân chống sau	L_1	mm	3150



Sơ đồ tính toán:



Điều kiện ổn định: Phản lực tác dụng lên các bánh trước $Z_{01} > 0$; $Z_{01} = Z'_1 - Z_1$

Z'_1 - Khối lượng phân bố lên trục I của ô tô không có thùng; $Z'_1 = 4235$ kg

Z_1 - Khối lượng phân bố lên trục I khi ô tô có thùng hàng ở vị trí như hình vẽ:

$$Z_1 \cdot L = (Q + G_{tc}) \cdot L_1$$

L - Khoảng cách từ trục 1 đến chân chống sau: $L = 5300$ mm.

L_1 - Khoảng cách từ trọng tâm thùng đến chân chống sau: $L_1 = 3150$ mm.

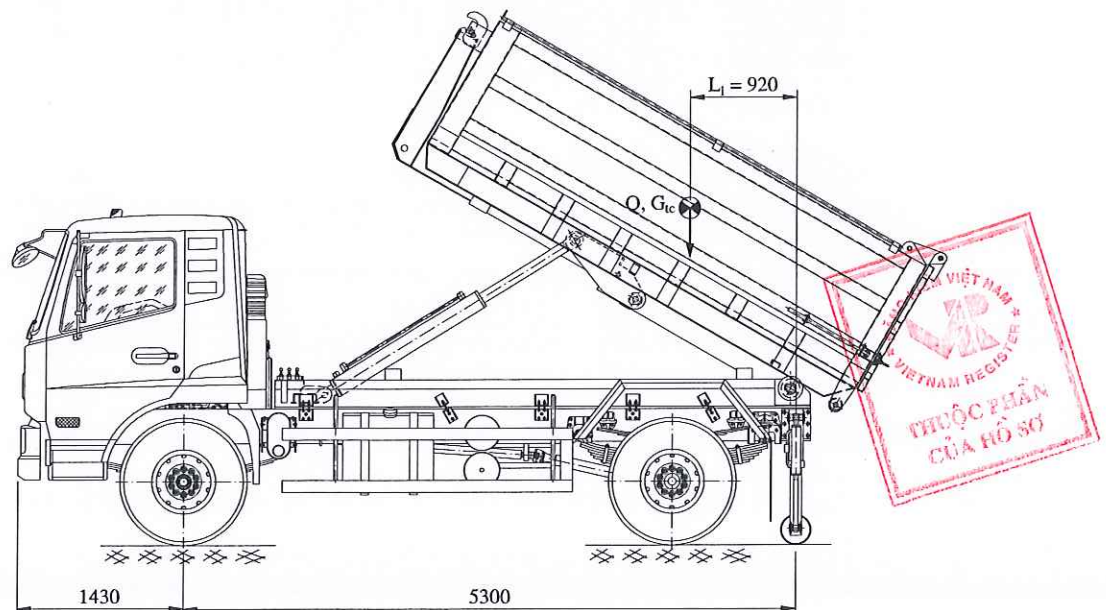
$$Z_1 = (5115 + 1600) \cdot 3150 / 5300 \approx 3991 \text{ kg}$$

$$Z_{01} = Z'_1 - Z_1 = 4235 - 3991 = 244 \text{ kg} > 0$$

Kết luận: Ô tô thiết kế không bị lật dọc trong trường hợp nguy hiểm nhất.

III.4. TÍNH ỔN ĐỊNH KHI ĐỔ XẢ RÁC.

Trường hợp nguy hiểm nhất là thời điểm thùng hàng được nâng lên một góc 45° mà chưa mở cửa hậu. Trong trường hợp này sơ đồ các lực tác dụng lên ô tô có dạng như sau:



Điều kiện ổn định: Phản lực tác dụng lên các bánh trước $Z_{01} > 0$; $Z_{01} = Z'_1 - Z_1$

Z'_1 - Khối lượng phân bố lên trục I của ô tô không có thùng; $Z'_1 = 4235$ kg

Z_1 - Khối lượng phân bố lên trục I khi ô tô có thùng hàng ở vị trí như hình vẽ:

$$Z_1.L = (Q + G_{tc}).L_1$$

L - Khoảng cách từ trục 1 đến tâm chân chống sau: $L = 5300$ mm.

L_1 - Khoảng cách từ trọng tâm thùng đến trục cân bằng: $L_1 = 920$ mm.

$$Z_1 = (5115 + 1600).920 / 5300 = 1165 \text{ kg}$$

$$Z_{01} = Z'_1 - Z_1 = 4235 + 1165 = 5400 \text{ kg} > 0$$

Kết luận: Ô tô thiết kế không bị lật dọc trong trường hợp nguy hiểm nhất.



III.5. TÍNH TOÁN ĐỘNG LỰC HỌC KÉO CỦA Ô TÔ

THÔNG SỐ TÍNH TOÁN ĐỘNG LỰC HỌC KÉO Ô TÔ				
TT	Thông số	Kí hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	Khối lượng toàn bộ cho phép tham gia GT	G_{tb}	kg	15260
2	Khối lượng phân lên cầu chủ động	Z_{ϕ}	kg	10000
3	Khối lượng bản thân	G_o	kg	9950
4	Bán kính bánh xe	R_{bx}	m	0,522
5	Hệ số biến dạng lốp	λ		0,935
6	Chiều rộng xe	B	m	2,50
7	Chiều cao xe	H	m	3,050
8	Hệ số cản không khí	K	(kgs ² /m ⁴)	0,6
9	Hiệu suất truyền lực	η		0,89
10	Hệ số cản lăn	f		0,02
11	Hệ số sử dụng khối lượng bám khi kéo	m_{ϕ}		1,2
12	Hệ số bám	ϕ		0,7
Động cơ				
1	Công suất lớn nhất	N_{emax}	HP	188
	Tốc độ quay đạt công suất lớn nhất	n_{Ne}	v/phút	2500
2	Mô men xoắn cực đại	M_{emax}	kgm	64,22
	Tốc độ quay đạt mô men lớn nhất	n_{Me}	v/phút	1550
3	Tỷ số truyền hộp số	i_{h1}		10,31
		i_{h2}		7,33
		i_{h3}		5,09
		i_{h4}		3,77
		i_{h5}		2,73
		i_{h6}		1,940
		i_{h7}		1,35
		i_{h8}		1
4	Tỷ số truyền truyền lực chính	i_o		5,73
5	Thời gian trễ khi chuyển số	t	s	1

5.1. Đường đặc tính ngoài của động cơ.

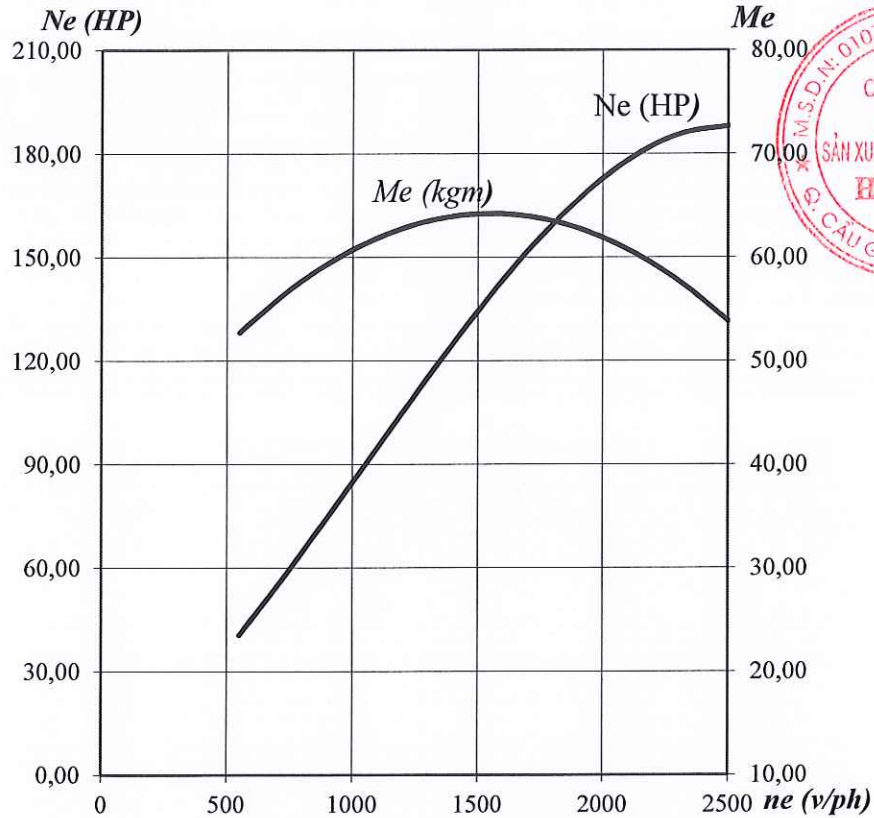
Đường đặc tính ngoài của động cơ được xây dựng gần đúng theo phương pháp của Lây-dec-man :

$$N_e = N_{emax} \left[a \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right) + b \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right] : (HP)$$

Quan hệ giữa công suất và mômen xoắn: $M_e = \frac{10^4 \cdot N_e}{1,047 \cdot n_e} : (kg.m)$

Trong đó: a, b, c là các hệ số thực nghiệm lấy theo loại động cơ: a = 0,68; b = 1,65; c = 1,33.

ĐẶC TÍNH NGOÀI ĐỘNG CƠ											
n (v/ph)	550	745	940	1135	1330	1525	1720	1915	2110	2305	2500
Ne (ml)	40,50	59,06	78,68	98,64	118,23	136,73	153,43	167,62	178,59	185,62	188,00
Me (kGm)	52,74	56,78	59,95	62,24	63,66	64,21	63,89	62,69	60,62	57,68	53,86



Đồ thị đặc tính ngoài động cơ

5.2. Đặc tính nhân tố động lực học.

Nhân tố động lực học của ô tô được xác định theo công thức

$$D_i = (P_{Ki} - P_{Wi}) / G_{tb}$$

Trong đó :

P_{Ki} lực kéo ở tay số thứ i của ô tô

$$P_{Ki} = (M_e \cdot i_{hi} \cdot i_o \cdot \eta) / R_{bx} \text{ (kg)}$$

i_{hi} - Tỷ số truyền tay số thứ i trong hộp số .

M_e - Mô men xoắn của động cơ : lấy theo đường đặc tính tốc độ ngoài .

- Lực cản không khí ở tay số thứ i : $P_{Wi} = (K \cdot F \cdot V_i^2) / 13 \text{ (kg)}$

- Diện tích cản chính diện của ô tô : $F = H \cdot B_t$

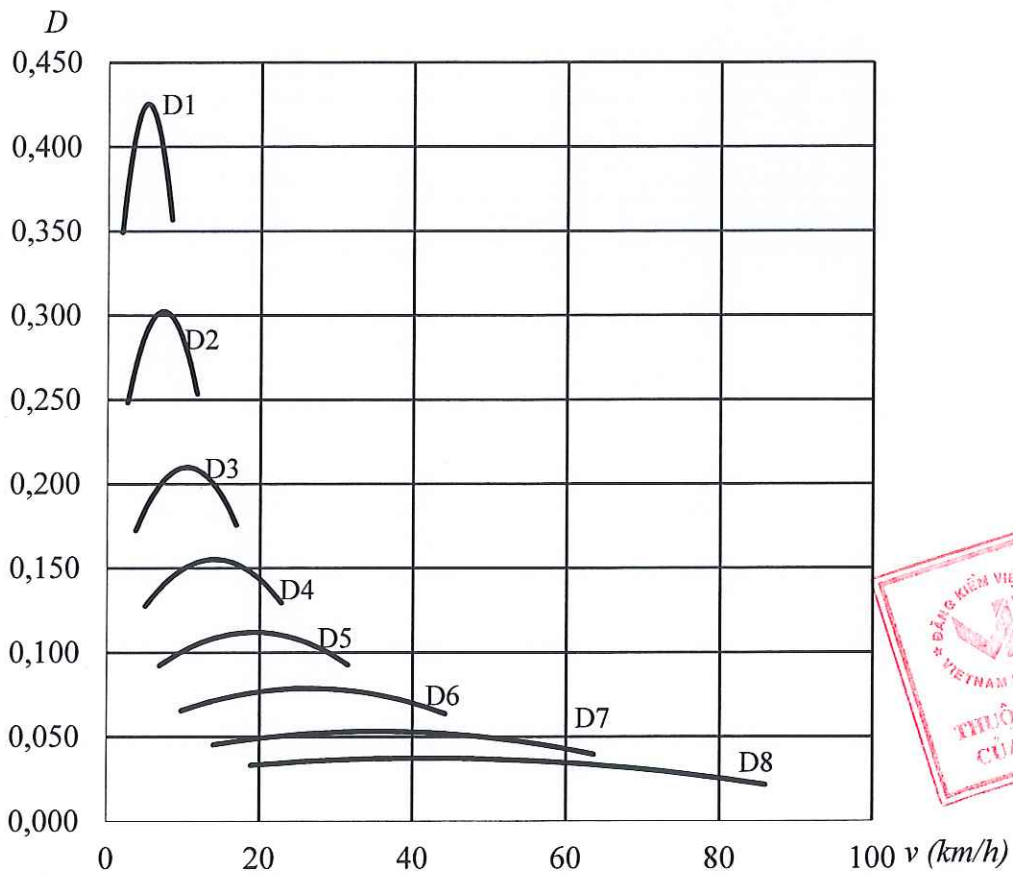
- Tốc độ tay số thứ i của ô tô :

$$V_i = 0,377 \cdot (R_{bx} \cdot n_e) / (i_{hi} \cdot i_o) \text{ (km/h)}$$

Kết quả tính toán nhân tố động lực học:



Bảng giá trị vận tốc ở các tay số											
V1	1,83	2,48	3,13	3,78	4,43	5,08	5,73	6,38	7,04	7,69	8,34
V2	2,58	3,49	4,41	5,32	6,24	7,15	8,07	8,98	9,90	10,81	11,72
V3	3,71	5,03	6,35	7,67	8,98	10,30	11,62	12,93	14,25	15,57	16,88
V4	5,01	6,79	8,57	10,35	12,13	13,91	15,68	17,46	19,24	21,02	22,80
V5	6,93	9,38	11,84	14,29	16,75	19,20	21,66	24,11	26,57	29,02	31,48
V6	9,75	13,20	16,66	20,11	23,57	27,02	30,48	33,93	37,39	40,84	44,30
V7	14,00	18,97	23,94	28,90	33,87	38,83	43,80	48,76	53,73	58,69	63,66
V8	18,91	25,61	32,31	39,02	45,72	52,42	59,13	65,83	72,53	79,23	85,94
Giá trị nhân tố động lực học											
D1	0,348	0,374	0,395	0,410	0,420	0,423	0,421	0,413	0,400	0,380	0,355
D2	0,247	0,266	0,281	0,292	0,298	0,301	0,299	0,294	0,284	0,270	0,252
D3	0,172	0,185	0,195	0,203	0,207	0,209	0,208	0,204	0,197	0,187	0,175
D4	0,127	0,137	0,144	0,150	0,153	0,154	0,154	0,151	0,145	0,138	0,129
D5	0,092	0,099	0,104	0,108	0,111	0,111	0,111	0,108	0,105	0,099	0,092
D6	0,065	0,070	0,074	0,076	0,078	0,078	0,078	0,076	0,073	0,069	0,063
D7	0,045	0,048	0,051	0,052	0,053	0,053	0,052	0,050	0,047	0,043	0,039
D8	0,033	0,035	0,036	0,037	0,037	0,036	0,034	0,032	0,029	0,025	0,021



Đồ thị nhân tố động lực học của ô tô

5.3. Kiểm tra khả năng vượt dốc theo điều kiện bám.

Theo điều kiện bám khi ô tô lên dốc có phương trình cân bằng lực như sau :

$$m_{\phi} \cdot Z_{\phi} \cdot \phi \geq P_{kmax} \geq G_{tb} \cdot \Psi$$

$\Psi = f+i$: Hệ số cản tổng cộng của đường

Từ phương trình ta có:

$$i_{max} = (m_{\phi} \cdot Z_{\phi} \cdot \phi) / G_{tb} - f$$

5.4. Tính toán kiểm tra khả năng tăng tốc của ô tô.

Thời gian tăng tốc của ô tô được xác định theo công thức: $t = t_j + \Delta t_{ss}$

Trong đó : t_j - thời gian tăng tốc của ô tô ở từng tay số

Δt_{ss} - Thời gian sang số $\Delta t_{ss} = 1$ (s)

$$t = \int_{v_1}^{v_2} \frac{1}{j} \cdot dV \approx \sum \Delta t_j \approx \frac{1}{3,6} \cdot \frac{\Delta V}{j_{tb}} (s)$$

Quãng đường tăng tốc của ô tô xác định bằng công thức:

$$S = \int_{v_1}^{v_2} v \cdot dt \approx \sum \Delta S \approx \frac{1}{3,6} \cdot V_{tb} \cdot (\Delta t_j + \Delta t_{ss})(s)$$

Các kết quả tính toán cho trong bảng sau



Bảng giá trị thời gian và quãng đường tăng tốc

V1	3,50	3,98	4,45	4,93	5,41	5,89	6,36	6,84	7,32	7,80	8,34
T1	1,17	1,30	1,43	1,56	1,69	1,81	1,93	2,05	2,17	2,28	2,41
S1	0,53	0,67	0,83	0,99	1,17	1,36	1,57	1,78	2,02	2,26	2,56
V2	8,01	8,38	8,75	9,12	9,49	9,86	10,24	10,61	10,98	11,35	11,72
T2	3,41	3,49	3,58	3,66	3,73	3,81	3,89	3,97	4,05	4,13	4,20
S2	4,78	4,96	5,16	5,35	5,56	5,77	5,99	6,22	6,45	6,70	6,94
V3	11,39	11,94	12,49	13,04	13,59	14,14	14,69	15,24	15,79	16,33	16,88
T3	5,20	5,32	5,43	5,55	5,66	5,77	5,88	5,99	6,11	6,22	6,33
S3	10,11	10,48	10,87	11,27	11,69	12,12	12,57	13,03	13,50	14,00	14,50
V4	16,55	17,18	17,80	18,43	19,05	19,67	20,30	20,92	21,55	22,17	22,80
T4	7,33	7,46	7,60	7,74	7,88	8,01	8,15	8,28	8,42	8,55	8,69
S4	19,10	19,75	20,43	21,12	21,83	22,56	23,31	24,09	24,88	25,70	26,54
V5	22,47	23,37	24,27	25,17	26,07	26,97	27,87	28,77	29,68	30,58	31,48
T5	9,69	9,93	10,17	10,41	10,65	10,88	11,12	11,35	11,59	11,82	12,05
S5	32,78	34,32	35,91	37,55	39,24	40,98	42,77	44,62	46,51	48,47	50,48
V6	31,15	32,46	33,78	35,09	36,41	37,72	39,04	40,35	41,67	42,98	44,30
T6	13,05	13,53	14,00	14,48	14,94	15,41	15,88	16,34	16,81	17,27	17,73
S6	59,13	63,35	67,71	72,22	76,88	81,69	86,65	91,78	97,07	102,52	108,15
V7	43,97	45,94	47,91	49,87	51,84	53,81	55,78	57,75	59,72	61,69	63,66
T7	18,73	19,85	20,97	22,08	23,20	24,31	25,42	26,54	27,66	28,79	29,93
S7	120,36	134,35	148,89	164,02	179,73	196,06	213,02	230,65	248,97	268,01	287,80
V8	63,31	65,15	66,99	68,83	70,67	72,51	74,34	76,18	78,02	79,86	81,70
T8	30,93	32,77	34,62	36,50	38,39	40,31	42,25	44,22	46,23	48,27	50,35
S8	305,39	338,20	372,23	407,55	444,23	482,34	521,96	563,19	606,14	650,91	697,64

Bảng kết quả tính toán			
Thông số	Đơn vị	Giá trị	Quy định
Nhân tố động lực học lớn nhất D_{max}		0,423	
Nhân tố động lực học nhỏ nhất D_{min}		0,021	
Vận tốc V_{max} tính toán	km/h	85,94	≥ 60
Vận tốc V_{max} thực tế theo hệ số cản mặt đường	km/h	85,94	
Khả năng vượt dốc lớn nhất i_{max} (đầy tải)	%	40,3	≥ 20
Khả năng vượt dốc lớn nhất theo điều kiện bám	%	53,05	
Thời gian tăng tốc (Đầy tải) hết quãng đường 200m	s	25,42	26,076

Kết luận : Các kết quả tính toán cho thấy ô tô thỏa mãn các quy định hiện hành.

III.6. KIỂM TRA KHẢ NĂNG LÀM VIỆC CỦA XI LANH.

6.1. Kiểm tra khả năng làm việc của xi lanh nâng thùng.

Thông số xi lanh nâng thùng:

1	Xilanh nâng thùng	DAEKY ET 140(160)x65x1370 CT
2	Đường kính piston	140 mm
3	Hành trình xi lanh	1370 mm
4	áp suất làm việc	180 Bar

6.1.1 Kiểm tra hành trình xi lanh nâng thùng.

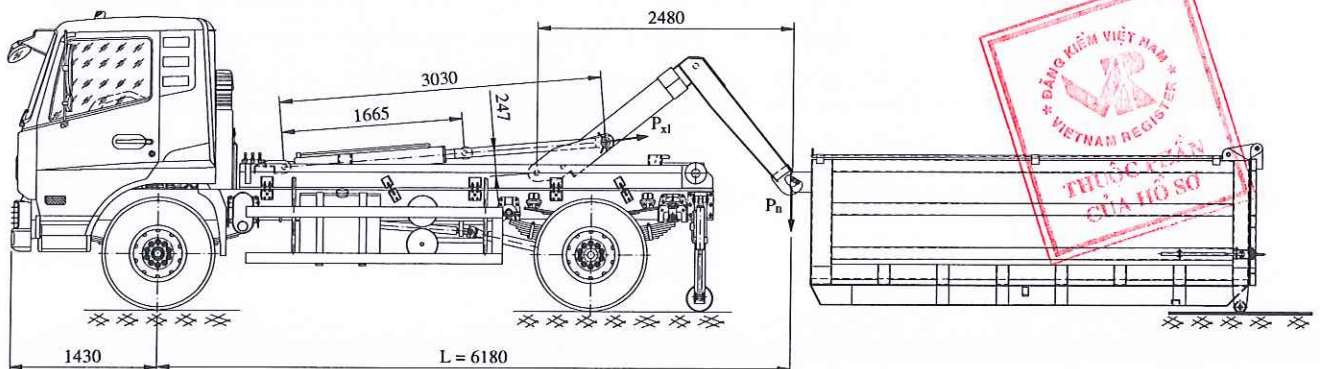
Hành trình làm việc lớn nhất của xi lanh nâng thùng là trường hợp kéo thùng chứa rời lên khung. Khoảng cách giữa hai chốt xy lanh thủy lực khi thực hiện nâng sàn là 3030 mm, hành trình làm việc của xilanh thủy lực là $3030 - 1665 = 1365$ mm.

Như vậy hành trình xi lanh đảm bảo khả năng làm việc.

6.1.2 Kiểm tra lực nâng của xi lanh nâng thùng.

- Trường hợp kéo thùng chứa rời lên khung

Trường hợp cần lực nâng lớn nhất là khi bắt đầu kéo thùng chứa và khối lượng rác cho phép chở lên khung ô tô.



Trường hợp bắt đầu kéo thùng chứa

Ta có : $P_n = (Q+G_{tc})/2 = (5115 + 1600)/2= 3357,5$ (kg)

Lực nâng cần thiết của xi lanh $P_{ct} = P_n.2480/247 = 3322,5.2480/247 = 33711$ (kg)

Lực nâng thực tế của xi lanh $P_{xl} = 2.p_{ti}.3.14.D^2/4$

D: đường kính lòng xi lanh $D =14$ (cm);

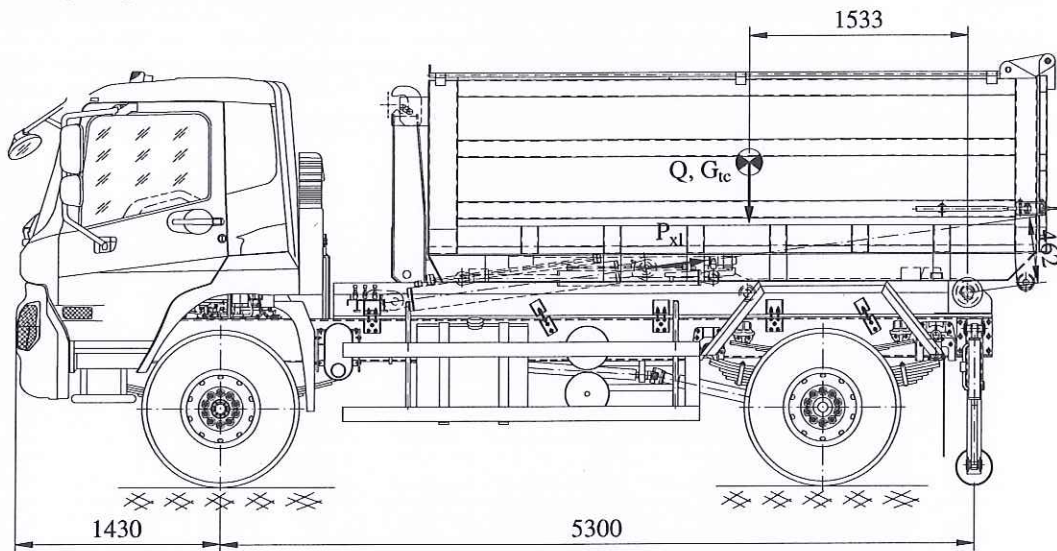
p_{ti} : áp suất của hệ thống thủy lực: $p_{ti}= 180$ (kg/cm²)

$P_{xl} = 2. p_{ti}.π.D^2/4 = 2.180.3,14.14^2/4 = 55390$ (kg)

Vậy xi lanh thủy lực đủ khả năng làm việc khi kéo thùng lên khung.

- Trường hợp đổ hàng

Trường hợp cần lực nâng lớn nhất là khi bắt đầu nâng thùng.



Trường hợp bắt đầu nâng thùng rác

Ta có : $P_n = (Q+G_{tc}) = (5145+1500)/2= 3322,5$ kg

Lực nâng cần thiết của xi lanh $P_{ct} = P_n.1533/462 = 3322,5.1533/462 = 11025$ kg

Lực nâng cần thiết trong trường hợp này nhỏ hơn khi kéo thùng lên

Vậy xi lanh thủy lực đủ khả năng làm việc khi nâng thùng.

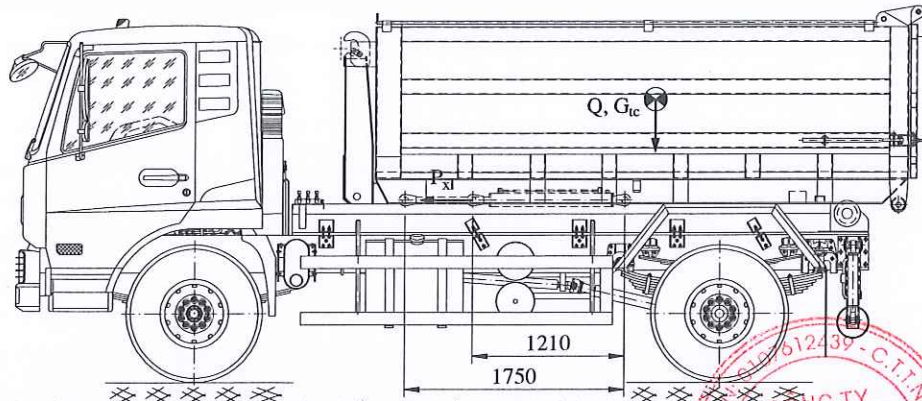
6.2. Kiểm tra khả năng làm việc của xi lanh cần vớt.

Thông số xi lanh cần vớt:

1	Xilanh điều khiển cần vớt	DAEKY ET 90(105)x50x912 CT
2	Đường kính piston	90 mm
3	Hành trình xi lanh	912 mm
4	áp suất làm việc	180 Bar

* Kiểm tra hành trình xi lanh cần vớt.

Hành trình làm việc lớn nhất của xi lanh cần vớt là trạng thái khi thùng chứa đã được kéo lên xe và đẩy hết cỡ về phía cabin xe.



Khoảng cách giữa hai chốt xy lanh thủy lực ở trạng hành trình lớn nhất là 1750 mm, hành trình làm việc của xy lanh thủy lực là $1750 - 1210 = 540$ mm.

Như vậy hành trình xi lanh đảm bảo khả năng làm việc.

*** Kiểm tra lực đẩy của xi lanh**

Xi lanh cần với chỉ hoạt động khi đẩy cần với về hướng cabin và trường hợp thu cần với khi hạ thùng, lực đẩy xi lanh cần với lớn nhất khi bắt đầu kéo thùng hàng.

$$\text{Ta có : } P_n = Q + G_{tc} = 5115 + 1600 = 6715 \text{ (kg)}$$

$$\text{Lực nâng cần thiết của xi lanh } P_{ct} = P_n = 6715 \text{ (kg)}$$

$$\text{Lực đẩy thực tế của xi lanh } P_{xl} = p_{tl} \cdot 3,14 \cdot D^2 / 4$$

D: đường kính lòng xi lanh $D = 9$ (cm);

p_{tl} : áp suất của hệ thống thủy lực: $p_{tl} = 180$ (kg/cm²).

$$P_{xl} = p_{tl} \cdot \pi \cdot D^2 / 4 = 180 \cdot 3,14 \cdot 9^2 / 4 = 11445 \text{ (kg)}$$

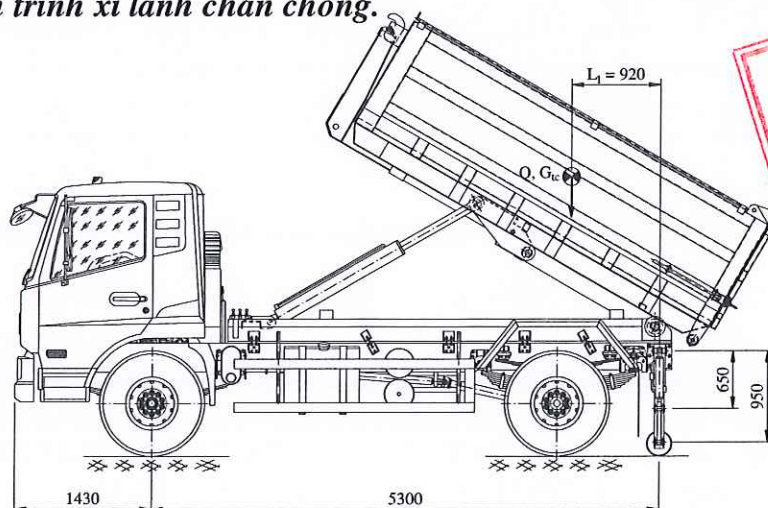
Vậy xi lanh thủy lực đủ khả năng làm việc khi kéo thùng.

6.3. Kiểm tra khả năng làm việc của xi lanh chân chống.

Thông số xi lanh chân chống:

1	Xylanh điều khiển chân chống	VHD ET 65(80)x40x400 CT
2	Đường kính piston	65 mm
3	Hành trình xi lanh	400 mm
4	áp suất làm việc	180 Bar

*** Kiểm tra hành trình xi lanh chân chống.**



Hành trình làm việc lớn nhất của xi lanh điều khiển chân chống là trạng thái khi hạ chân chống chạm đất.

Khoảng cách giữa hai chốt xy lanh thủy lực ở trạng hành trình lớn nhất là 950 mm, hành trình làm việc của xy lanh thủy lực là $950 - 650 = 300$ mm.

Như vậy hành trình xi lanh đảm bảo khả năng làm việc.

*** Kiểm tra lực đẩy của xi lanh**

Xi lanh chân chống có lực đẩy lớn nhất khi nâng thùng hàng, do chân chống chỉ đẩy đến khi chạm đất nên lực tác dụng lên chân chống bằng 1/2 lực phân bố lên cầu sau.

Lực nâng cần thiết của xi lanh :

$$P_{ct} = Z_{02} / 2 = (G_{tb} - Z_{01}) / 2 = (15260 - 5400) / 2 = 4930 \text{ (kg)}$$

$$Z_{01} = 5400 \text{ (kg)} \text{ (lấy kết quả từ mục III.4)}$$

$$\text{Lực đẩy thực tế của xi lanh } P_{xl} = 2p_u \cdot 3,14 \cdot D^2 / 4$$

D: đường kính lòng xi lanh $D = 6,5$ (cm);

p_u : áp suất của hệ thống thủy lực: $p_u = 180$ (kg/cm²).

$$P_{xl} = 2 \cdot 180 \cdot 3,14 \cdot 6,5^2 / 4 = 11940 \text{ (kg)}$$

Vậy xi lanh thủy lực đủ khả năng làm việc.

6.4. Chọn bơm thủy lực.

Lưu lượng cần thiết để cho hệ thống thủy lực làm việc (do có hai cơ cấu là nâng thùng và vươn cần với có thể đồng thời cùng làm việc cùng nhau để nâng, kéo thùng hàng lên khung xe).

$$V = 2V_1 + V_2 = 2 \cdot h_1 \cdot \pi \cdot D_1^2 / 4 + h_2 \cdot \pi \cdot D_2^2 / 4.$$

Trong đó: h_1 - là hành trình của xi lanh nâng thùng, $h_1 = 137$ cm. D_1 - là đường kính của xi lanh nâng thùng, $D_1 = 14$ cm; h_2 - là hành trình của xi lanh vươn cần, $h_2 = 91,2$ cm. D_2 - là đường kính của xi lanh vươn cần, $D_2 = 9$ cm;

$$\Rightarrow V = 2 \cdot 137 \cdot 3,14 \cdot 14^2 / 4 + 91,2 \cdot 3,14 \cdot 9^2 / 4 = 47957 \text{ (cm}^3\text{)}$$

Lưu lượng cần thiết của bơm là:

$$Q_b \geq V/t = 60 \cdot 47957 / 30 = 95914 \text{ (cm}^3\text{/ph)}$$

Qua khảo sát, ta thấy bơm thủy lực OMFB - HDS108 đảm bảo các yêu cầu kỹ thuật. Thông số kỹ thuật của bơm OMFB - HDS108:

+ Áp suất bơm: 350 Bar ở số vòng quay 1500v/ph.

+ Lưu lượng bơm: $107 \text{ cm}^3\text{/rev} = 160,5$ l/ph.

Vậy bơm được lựa chọn đáp ứng lưu lượng cần thiết của hệ thống thủy lực.

6.5. Chọn thùng dầu thủy lực.

Thể tích của thùng dầu thủy lực cần cấp cho xy lanh cần với, xy lanh nâng thùng, xy lanh chân chống là:

$$V = n_1 \cdot h_1 \cdot \pi \cdot D_1^2 / 4 + n_2 \cdot h_2 \cdot \pi \cdot D_2^2 / 4 + n_3 \cdot h_3 \cdot \pi \cdot D_3^2 / 4 = 48349 \text{ cm}^3.$$



Trong đó:

$n_1; n_2; n_3$: Số xy lanh nâng thùng, xylanh cần với, xylanh khóa thùng hàng; $n_1=2$; $n_2=1$; $n_3=1$.

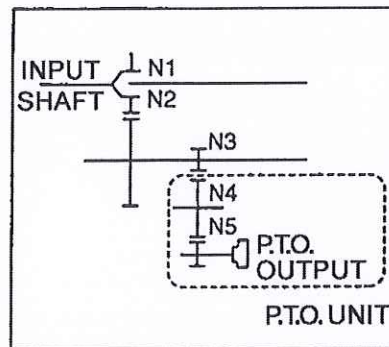
$h_1; h_2; h_3$: là hành trình của xylanh nâng thùng, xylanh cần với, xylanh khóa thùng hàng; $h_1=137$ cm; $h_2=91,2$ cm; $h_3=40$ cm.

$D_1; D_2; D_3$: là đường kính của xylanh nâng thùng, xylanh cần với, xylanh khóa thùng hàng, $D_1 = 14$ cm; $D_2 = 9$ cm; $D_3 = 6,5$ cm.

Thùng dầu thủy lực được sản xuất có kích thước (dài x rộng x cao): 500x450x510 (mm), dung tích của thùng dầu là 110(l) lớn hơn thể tích dầu thủy lực tính toán cần thiết để hoạt động cơ cấu kéo, đẩy thùng hàng. Nên thùng dầu chế tạo phù hợp.

6.6. Tính toán kiểm nghiệm sự phù hợp giữa bơm và PTO.

Xe DONGFENG DFL3160BXA/DUCNGUYEN-TD-V/MK-HOL sử dụng bộ trích công suất theo xe cơ sở. Tỷ số truyền của hộp số và PTO được xác định bằng phương pháp đếm số bánh răng.



Tỷ số truyền từ hộp số đến PTO bằng:

$$i = \frac{Z_5}{Z_4} \cdot \frac{Z_4}{Z_3} \cdot \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{18}{31} \cdot \frac{31}{34} \cdot \frac{36}{27} = 0,706.$$

Trong đó:

Z_1 : Số răng của bánh răng chủ động của cặp bánh răng luôn ăn khớp của hộp số, $Z_1=27$

Z_2 : Số răng của bánh răng bị động của cặp bánh răng luôn ăn khớp nằm trên trục trung gian của hộp số, $Z_2=36$

Z_3 : Số răng của bánh răng nằm trên trục trung gian (ăn khớp với bánh răng chủ động của PTO), $Z_3=34$

Z_4 : Số răng của bánh răng chủ động của PTO, $Z_4=31$

Z_5 : Số răng của bánh răng bị động của PTO, $Z_5=18$

Số vòng quay đầu ra của PTO:

$$n_{PTO} = \frac{n_e}{i} \text{ (vòng)}.$$

* Xét trường hợp động cơ chạy với tốc độ nhỏ nhất: $n_{emin} = 550$ (vòng).

$$\Rightarrow n_{PTO \min} = \frac{550}{0,706} = 780 \text{ (vòng)}.$$

* Xét trường hợp động cơ chạy với tốc độ lớn nhất: $n_{emax} = 2500$ (vòng).



$$\Rightarrow n_{PTOmax} = \frac{2500}{0,706} = 3541 \text{ (vòng)}.$$

Theo tài liệu của nhà sản xuất, ta thấy bơm thủy lực OMFB - HDS108 có số vòng quay $n_{bom} = 1500$ vòng. Ta thấy số vòng quay của bơm nằm trong khoảng số vòng quay đầu ra của PTO. Như vậy, PTO sử dụng đáp ứng được yêu cầu về số vòng quay.

III.7. TÍNH TOÁN KIỂM TRA BỀN.

7.1. Kiểm tra bền dầm ngang thùng hàng.

- Dầm ngang thùng hàng được chế tạo từ 06 dầm [120x50x5, 01 dầm [150x50x5; 01 dầm [200x50x5 làm bằng thép CT3. Do dầm [150x50x5 và [200x50x5 có cơ tính tốt hơn dầm [80x50x5 vì vậy để đơn giản trong tính toán bền dầm ngang thùng coi dầm ngang thùng hàng được chế tạo từ 08 dầm [120x50x5.

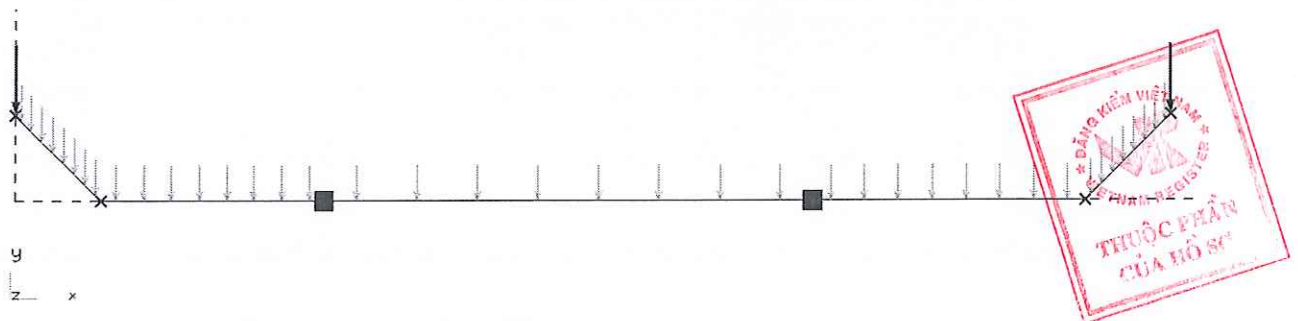
- Dầm ngang thùng hàng chịu tác dụng của khối lượng rác chuyên chở cho phép và khối lượng bản thân của thùng chứa, giả thiết rằng:

- Khối lượng khối lượng rác chuyên chở cho phép và phần sàn thùng hàng phân bố đều trên mặt sàn, tức là các phần khối lượng này phân bố đều trên cho các dầm ngang và trên suốt chiều dài của dầm.

- Khối lượng thành thùng hàng tác dụng lên dầm ngang tại điểm đầu mút của mỗi dầm.

THÔNG SỐ TÍNH TOÁN				
TT	Thông số	Kí hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	Khối lượng rác chuyên chở cho phép	Q	kg	5115
2	Khối lượng sàn thùng	G_{st}	kg	700
3	Khối lượng thành thùng	G_{tt}	kg	900
4	Chiều dài dầm ngang	l_{dn}	cm	225
5	Khoảng cách 2 dầm dọc thùng	l_{dd}	cm	110
6	Số dầm ngang	n	Dầm	08
7	Kích thước		mm	[120x50x5

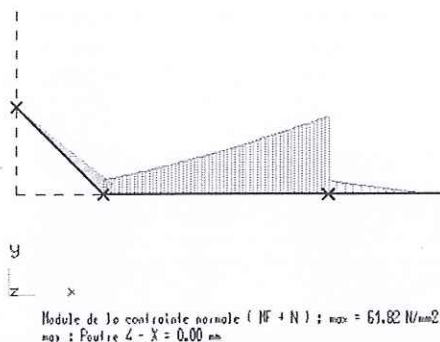
Biểu đồ lực tác dụng lên dầm ngang thùng hàng được thể hiện trên hình vẽ



Khối lượng phân bố đều q: $q = \frac{G_s + Q}{n \times l}$

Tải trọng tập trung do thành thùng gây nên đặt tại đầu dầm P: $P = \frac{G}{n}$

Sử dụng phần mềm RDM để tính ứng suất ta có kết quả



ứng suất cho phép: $[\sigma_u] = 2400/2 = 1200 \text{ (kg/cm}^2\text{)} = 120 \text{ (N/mm}^2\text{)}$

BẢNG KẾT QUẢ TÍNH TOÁN				
TT	Thông số	Kí hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	ứng suất uốn max	σ_u	N/mm ²	61,82
2	ứng suất uốn cho phép	$[\sigma_u]$	N/mm ²	120

Kết luận : $\sigma_u < [\sigma_u]$ - Vậy các dầm ngang sàn thùng của ô tô đủ bền.

7.2. Kiểm tra mối ghép khung phụ với sát xi.

Thông số tính toán						
TT	Thông số			KH	Đơn vị	Giá trị
1	K. lượng thùng chuyên dùng, khung phụ và cơ cấu nâng			G_{tc+HL}	kg	3755
2	Khối lượng rác chuyên chở cho phép			Q	kg	5145
3	Gia tốc phanh lớn nhất			j_{pmax}	m/s ²	6,5
4	Bán kính quay vòng nhỏ nhất			R_{min}	m	6,87
5	Vận tốc khi quay vòng			V	m/s	7,34
6	Số bu lông chống xô			n_{cx}	Cái	16
8	Hệ số ma sát giữa khung phụ và dầm dọc			f_{ms}		0,3
TT	Thông số bu lông	Loại	Vật liệu	M_x (kgcm)	p_c (kg)	
1	Bu lông chống xô	M16 x 1,5	Thép 45	480	1200	

P_j - Lực quán tính do khối lượng hệ thùng chứa, thiết bị chuyên dùng khung phụ và khối lượng rác chuyên chở cho phép sinh ra khi phanh với gia tốc phanh lớn nhất : $P_j = (G_{tc+HL} + Q) \cdot j_p/g$.

P_{lt} - Lực quán tính li tâm do khối lượng hệ thùng chứa, thiết bị chuyên dùng khung phụ và khối lượng rác chuyên chở cho phép sinh ra khi quay vòng với bán kính quay vòng nhỏ nhất : $P_{lt} = (G_{tc+HL} + Q) \cdot V^2/(9,81 \cdot R_{min})$

P_{ms1} - Lực ma sát giữa khung phụ và dầm dọc sinh ra do lực ép của các bulông bắt tại chống xô: $P_{ms1} = (p_c \cdot n_{cx}) \cdot f_{ms}$

P_{ms2} - Lực ma sát giữa khung phụ và dầm dọc sinh ra do khối lượng hệ thùng chứa và khối lượng rác chuyên chở cho phép:

$$P_{ms2} = (G_{tc+HL} + Q) \cdot f_{ms}$$

$$\text{Lực ma sát tổng cộng: } P_{ms} = P_{ms1} + P_{ms2}$$

Bảng kết quả tính toán				
TT	Thông số	Kí hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	Lực quán tính khi phanh với gia tốc max	P_j	kg	5877
2	Lực quán tính li tâm	P_{lt}	kg	7090
3	Lực ma sát do bu lông chống xô	P_{ms1}	kg	5760
4	Lực ma sát do khối lượng hệ thùng chứa và khối lượng rác chuyên chở	P_{ms2}	kg	2088
5	Lực ma sát tổng cộng	P_{ms}	kg	7848

Kết luận : Do $P_{ms} > P_j$, $P_{ms} > P_{lt}$ nên mỗi ghép giữa khung phụ và khung chính đảm bảo hệ thùng hàng khung phụ không bị dịch chuyển trong mọi quá trình chuyển động của ô tô.

7.3. Kiểm tra mối ghép chân chống với sát xi.

Bu lông chân chống chịu lực cắt lớn nhất trong trường hợp nâng thùng hàng đổ rác, lực tác dụng lên chân chống lớn nhất $P_{cc} = 4930$ kg (lấy từ mục 6.3)

Thông số tính toán					
TT	Thông số	KH	Đơn vị	Giá trị	
1	Lực tác dụng lên chân chống max	P_{cc}	kg	4930	
2	Số bu lông bắt chân chống	n_{cc}	Cái	12	
3	Hệ số ma sát giữa khung phụ và dầm dọc	f_{ms}		0,4	
TT	Thông số bu lông	Loại	Vật liệu	M_x (kgcm)	p_e (kg)
1	Bu lông chống xô	M16 x 1,5	Thép 45	380	1200

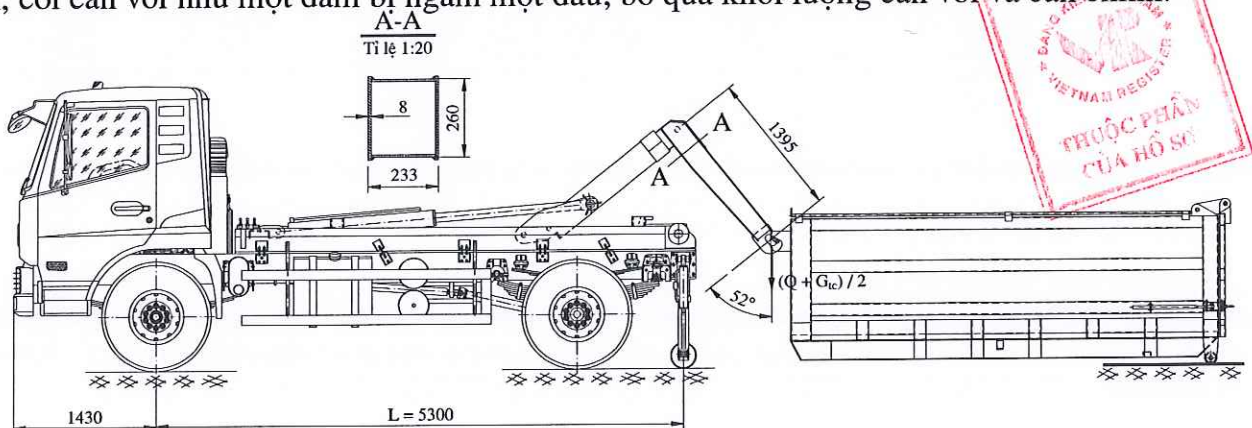
P_{bl} - Lực ma sát giữa sát xi và chân chống sinh ra do lực ép của các bulông bắt chân chống: $P_{bl} = (p_e \cdot n_{cc}) \cdot f_{ms} = 1200 \cdot 12 \cdot 0,4 = 5760$ kg.

Kết luận : Do $P_{bl} > P_{cc}$ nên mỗi ghép giữa sát xi và chân chống đủ bền.

7.4. Kiểm tra bền cần với.

Trường hợp cần với chịu lực bất lợi nhất khi cần với kéo cả thùng chứa và khối lượng rác chuyên chở cho phép bắt đầu rời khỏi mặt đất lên khung ô tô. Khi đó 1 đầu của thùng chứa được móc vào cần với, 1 đầu thùng và con lăn thùng chứa vẫn tiếp xúc với mặt đất, do đó để đơn giản trong tính toán:

Giả thiết coi khối lượng thùng và rác chuyên chở được chia đều cho cần với và con lăn; coi cần với như một dầm bị ngàm một đầu, bỏ qua khối lượng cần với và cần chính.



Mô men uốn lớn nhất trên mặt cắt nguy hiểm:

$$M_{umax} = ((Q+G_{tc})/2).L.\cos 52^{\circ} = ((5115 + 1600)/2) .\cos 52^{\circ} .139,5 = 288358 \text{ (kg.cm)}$$

Cần với được chế tạo từ thép CT3, tiết diện [J260x233x8 có $W_u = 392,5 \text{ cm}^3$

ứng suất uốn phát sinh tại mặt cắt có mô men lớn nhất là: $\sigma_u = M_{umax} / W_u$

ứng suất cho phép: $[\sigma_u] = 2400/2 = 1200 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$

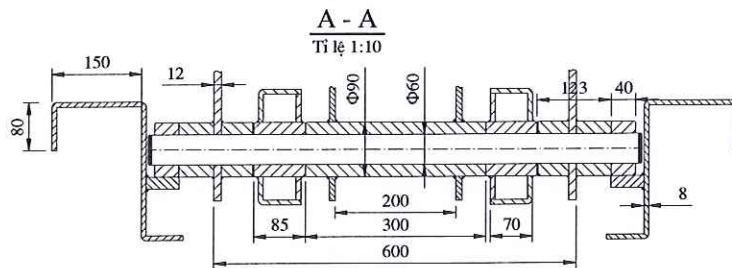
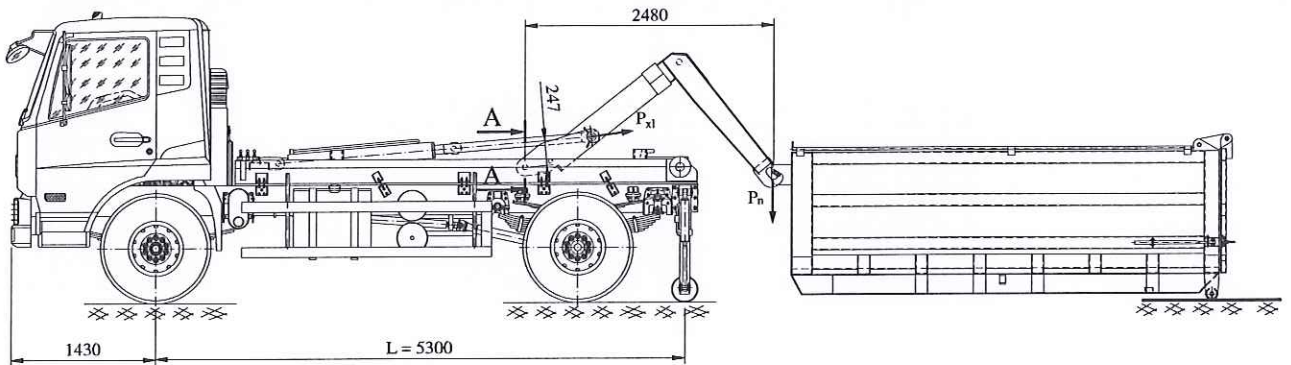


BẢNG KẾT QUẢ TÍNH TOÁN				
TT	Thông số	Kí hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	Mô men uốn max	M_{o1}	kgcm	288358
2	Mô men kháng uốn	W_u	cm^3	392,5
3	ứng suất uốn max	σ_u	kg/cm^2	735
4	ứng suất uốn cho phép	$[\sigma_u]$	kg/cm^2	1200

Kết luận : $\sigma_u < [\sigma_u]$ - Vậy cần với đủ bền.

7.5. Tính kiểm tra bên chốt xoay giữa cần phụ và càn nâng dưới.

Chốt xoay cần phụ và càn nâng dưới chịu lực tác dụng lớn nhất khi cần với vừa mới móc vào quai thùng và nhắc đầu thùng lên khỏi mặt đất (con lăn chưa rời khỏi mặt đất)



Chốt xoay được kiểm tra bền theo ứng suất cắt:

$$\tau_c = \frac{P}{F_c} \leq [\tau]$$

Trong đó: P - Lực gây cắt chốt; $P_{max} = (G_{tc}+Q)/2 . 2480/247 = 33711 \text{ kg}$

F_c - Diện tích chịu cắt; $F_c = 2.\pi.d^2 / 4 = 56,52 \text{ cm}^2$ (d=60mm)

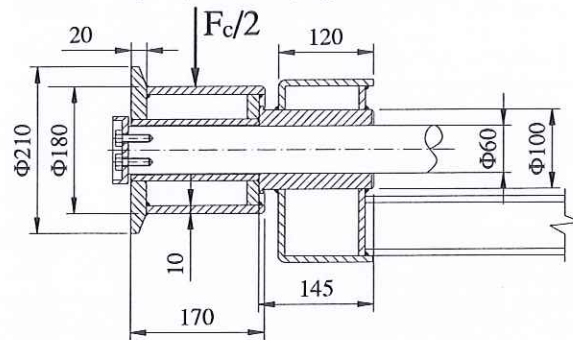
Vậy: $\tau_c = 596,44 \text{ kg/cm}^2$

Trục được chế tạo bằng thép C45 có $[\tau_c]=923,44 \text{ kg/cm}^2$



7.6. Tính bền trục xoay con lăn.

Trục xoay con lăn chịu lực tác dụng lớn nhất khi nâng, hạ thùng chứa xuống đất.



Khi đó, lực tác dụng vào trục xoay $F_c = Q + G_{tc} = 5115 + 1600 = 6715$ (kg).

Ứng suất cắt và chèn dập tác dụng lên trục xoay:

$$\tau_c = 4.F_c / (i.\pi.d^2) \text{ (kg/cm}^2\text{)}.$$

$$\sigma_{cd} = F_c / (i.d.l) \text{ (kg/cm}^2\text{)}.$$

Lực tác dụng lên trục (kg)	F_c	6715
Số trục (2 bên)	i	02
Đường kính (cm)	d	6
Chiều dài làm việc (cm)	l	14,5
Ứng suất cắt (kg/cm ²)	τ_c	118,8
Ứng suất chèn dập (kg/cm ²)	σ_{cd}	38,6

Trục xoay được chế tạo bằng thép 45 có giới hạn chảy là 533 (MPa) = 3463 (kg/cm²).

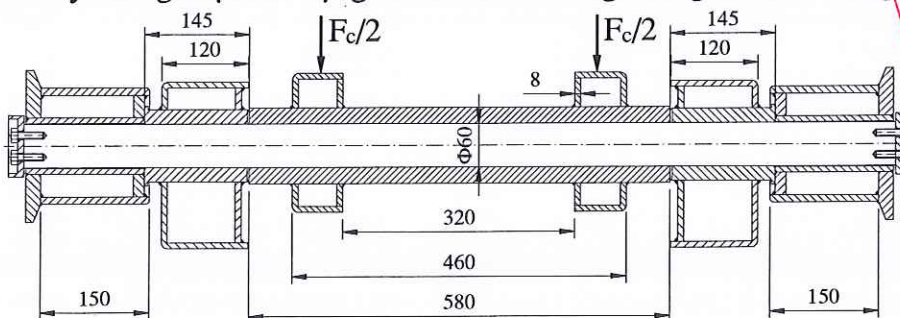
Ứng suất cho phép $[\sigma]$ được xác định theo công thức: $[\sigma] = \frac{[\sigma_c]}{2} \cdot \frac{1}{n} = 1154,3$ (kg/cm²); $n=1,5$ là hệ số an toàn.

Giới hạn bền: $[\tau_c] = 0,8. [\sigma] = 923,44$ (kg/cm²); $[\sigma_{cd}] = 0,6. [\sigma] = 692,6$ (kg/cm²).

Do $\sigma_c < [\tau_c]$ và $\sigma_{cd} < [\sigma_{cd}]$. Vậy chốt đủ bền.

7.7. Tính bền trục xoay thùng.

Trục xoay thùng chịu tác dụng lớn nhất khi nâng thùng đổ rác xuống đất.



Khi đó, lực tác dụng vào trục xoay:

$$F_c = Q + G_{tc} + G_{kp} = 5115 + 1600 + 1255 = 7970 \text{ (kg)}.$$

Trong đó:

+ Q: Khối lượng rác chuyên chở.

+ G_{tc} : Khối lượng thùng chứa.

+ G_{kp} : Khối lượng cân với, hộp cân với, cân phụ, xilanh cân với.

Ứng suất cắt và chèn dập tác dụng lên trục xoay:

$$\tau_c = 4.F_c / (i.\pi.d^2) \text{ (kg/cm}^2\text{)}.$$

$$\sigma_{cd} = F_c / (i.d.l) \text{ (kg/cm}^2\text{)}.$$

Lực tác dụng lên trục (kg)	F_c	7970
Số trục (2 bên)	i	02
Đường kính (cm)	d	6
Chiều dài làm việc (cm)	l	14,5
Ứng suất cắt (kg/cm ²)	τ_c	141
Ứng suất chèn dập (kg/cm ²)	σ_{cd}	45,8

Trục xoay được chế tạo bằng thép 45 có giới hạn chảy là 533 (MPa) = 3463 (kg/cm²).

Ứng suất cho phép $[\sigma]$ được xác định theo công thức: $[\sigma] = \frac{[\sigma_c]}{2} \cdot \frac{1}{n} = 1154,3 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$;
 $n=1,5$ là hệ số an toàn.

Giới hạn bền: $[\tau_c] = 0,8$. $[\sigma] = 923,44 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$; $[\sigma_{cd}] = 0,6$. $[\sigma] = 692,6 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$.

Do $\sigma_c < [\tau_c]$ và $\sigma_{cd} < [\sigma_{cd}]$. Vậy chốt đủ bền.

7.8. Tính kiểm tra bền tại móc thùng hàng.

* Tại móc thùng hàng được kiểm tra bền theo ứng suất cắt:

$$\tau_c = \frac{P}{F_c} \leq [\tau]$$

Trong đó: P – Lực gây cắt chốt; $P_{\max} = (G_{tc}+Q) = 6715 \text{ kg}$

F_c – Diện tích chịu cắt; $F_c = 2.\pi.d^2 / 4 = 56,52 \text{ (cm}^2\text{)}$

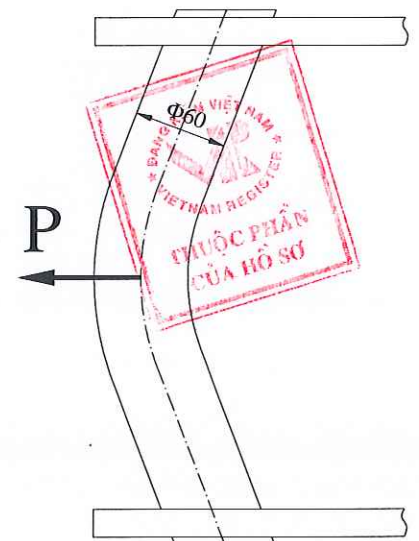
d là đường kính chốt; $d = 60\text{mm}$

Vậy: $\tau_c = 118,8 \text{ kg/cm}^2$

Trục được chế tạo bằng thép C45 có $[\tau_c] = 923,44 \text{ kg/cm}^2$

* Tại móc được kiểm tra bền theo ứng suất uốn:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{u \max}}{W_x} \leq [\sigma]$$



Trong đó: M_{umax} – Mômen uốn lớn nhất; $M_{umax} = 0,25.(Q + G_{tc}) = 1678,75 \text{ kgcm}^2$

W_x – Mômen chống uốn: $W_x = 0,1.D^3 = 21,6 \text{ cm}^3$

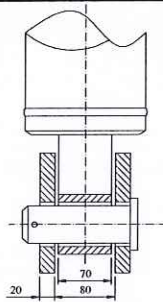
d là đường kính chốt; $d = 60\text{mm}$

Vậy: $\sigma_{max} = 77,72 \text{ kg/cm}^2$

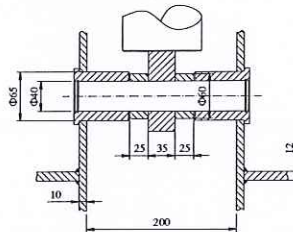
Kết luận: Tai móc thùng hàng đủ bền.

7.9. Kiểm tra bền chốt xilanh.

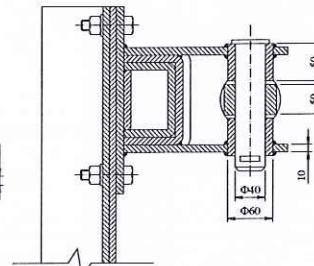
Bảng thông số tính toán						
TT	Thông số	Kí hiệu	Đơn vị	Giá trị		
				Chốt xi lanh nâng thùng	Chốt xi lanh cần với	Chốt xi lanh chân chống
1	Lực tác dụng	P	kg	33711	6715	9860
2	Đường kính chốt	d	cm	5	5	4
3	Chiều dài làm việc của chốt	l	cm	7	3,5	5
4	Số chốt	i	cái	04	02	02
5	Giới hạn chảy của vật liệu làm chốt C45	σ_{ch}	kg/cm^2	3463		



Xilanh nâng thùng



Xilanh cần với



Xilanh chân chống

ứng suất cắt tính theo công thức: $\tau_c = P \cdot 4 / (i \cdot \pi \cdot d^2)$

ứng suất chèn dập tính theo công thức: $\sigma_{cd} = P / (i \cdot d \cdot l)$

ứng suất cắt cho phép $[\tau_c] = 0,3 \cdot \sigma_{ch}$

ứng suất chèn dập cho phép $[\sigma_{cd}] = 0,8 \cdot \sigma_{ch}$

Bảng kết quả tính toán						
TT	Thông số	Đơn vị	Giá trị tính toán			Giá trị cho phép
			Chốt xilanh nâng thùng	Chốt xi lanh cần với	Chốt xi lanh chân chống	
1	τ_c	N/cm^2	429,4	171	392,5	615,6
2	σ_{cd}	N/cm^2	240,8	191,85	246,5	461,7

Kết luận các chốt xi lanh đủ bền.

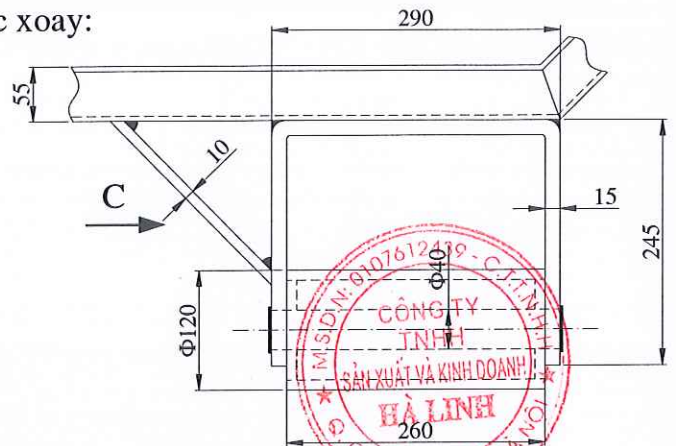
7.10. Kiểm tra bền chất bánh xe trượt thùng.

Trục xoay bánh xe chịu lực tác dụng lớn nhất khi thùng bắt đầu được nâng lên. Khi đó, lực tác dụng vào trục xoay $F_c = (Q + G_{tc})/2 = (5115 + 1600)/2 = 3357,5 \text{ (kg)}$.

Ứng suất cắt và chèn dập tác dụng lên trục xoay:

$$\tau_c = 4.F_c / (i.\pi.d^2) \text{ (kg/cm}^2\text{)}.$$

$$\sigma_{cd} = F_c / (i.d.l) \text{ (kg/cm}^2\text{)}.$$



Lực tác dụng lên trục (kg)	F_c	3357,5
Số trục (2 bên)	i	02
Đường kính (cm)	d	4
Chiều dài làm việc (cm)	l	26
Ứng suất cắt (kg/cm ²)	τ_c	133,66
Ứng suất chèn dập (kg/cm ²)	σ_{cd}	139,8

Trục xoay được chế tạo bằng thép 45 có giới hạn chảy là 533 (MPa) = 3463 (kg/cm²).

Ứng suất cho phép $[\sigma]$ được xác định theo công thức: $[\sigma] = \frac{[\sigma_c]}{2} \cdot \frac{1}{n} = 1154,3 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$;
 $n=1,5$ là hệ số an toàn.

Giới hạn bền: $[\tau_c] = 0,8. [\sigma] = 923,44 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$; $[\sigma_{cd}] = 0,6. [\sigma] = 692,6 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$.

Do $\sigma_c < [\tau_c]$ và $\sigma_{cd} < [\sigma_{cd}]$. Vậy chốt đủ bền.


III.8. NHẬN XÉT TÍNH NĂNG CÁC TỔNG THÀNH KHÁC CỦA ÔTÔ.

Do giữ nguyên động cơ, hệ thống truyền lực trong khi khối lượng toàn bộ của ô tô DONGFENG DFL3160BXA/DUCNGUYEN-TD-V/MK-HOL không thay đổi so với ô tô cơ sở nên không cần tính toán kiểm tra bền các chi tiết trong hệ thống truyền lực.

Do sự phân bố khối lượng lên các trục của ô tô DONGFENG DFL3160BXA/DUCNGUYEN-TD-V/MK-HOL không thay đổi so với ô tô cơ sở nên không cần tính toán kiểm tra khả năng làm việc của hệ thống phanh, treo, các trục của ô tô.



IV. CÁC CHI TIẾT CHẾ TẠO TRONG NƯỚC VÀ NHẬP KHẨU.**IV.1. CÁC CHI TIẾT, TỔNG THÀNH CHẾ TẠO TRONG NƯỚC (CHO 01 ÔTÔ)**

TT	Tên tổng thành, hệ thống	Nhãn hiệu, kiểu loại	S.lg (tính cho 1 xe)	Nơi sản xuất
1	Ôtô sát xi tải (Bao gồm: PTO)	DONGFENG DFL3160BXA/DUC NGUYEN-TD-V	01	 Công ty TNHH phát triển công nghiệp Minh Khuê Công ty TNHH Cơ khí Việt Hà
2	Thùng hàng	Thùng chở rác	01	
3	Cụm khung phụ	-	01	
4	Cơ cấu chuyên dùng	-	01	
5	Cơ cấu khóa thùng	-	01	
6	Chấn bần, chấn bảo hiểm hông	-	02	
7	Các chi tiết nối ghép	-	-	
8	Thùng dầu, đường ống thủy lực	-	01	
9	Chân chống sau	-	01	
10	Xi lanh nâng thùng	DAEKY ET 140(160)x65x1370 CT	02	
11	Xi lanh cần với	DAEKY ET 90(105)x50x912 CT	01	
12	Xi lanh chân chống	VHD ET 65(80)x40x400 CT	01	

IV.2. CÁC TỔNG THÀNH VÀ CHI TIẾT NHẬP KHẨU (CHO 01 ÔTÔ).

TT	Tên tổng thành, hệ thống	Nhãn hiệu, kiểu loại	S.lg (tính cho 1 xe)	Xuất xứ
1	Van phân phối 3 tay	Galtech-Q95	01	Italy
2	Cơ cấu điều khiển cùng các chi tiết nối ghép kèm theo	-	-	
3	Bơm thủy lực	OMFB - HDS - 108	01	New Zealand

V. KẾT LUẬN.

Từ nội dung tính toán kiểm tra và các kết quả nhận được có thể khẳng định ô tô chở rác DONGFENG DFL3160BXA/DUCNGUYEN-TD-V/MK-HOL đã thỏa mãn các quy định trong Quy chuẩn QCVN 09: 2015/BGTVT. Đảm bảo đủ bền và có đủ các tính năng động lực học cần thiết để chuyển động ổn định và an toàn trên đường giao thông công cộng.

Kính trình Cục Đăng kiểm Việt Nam thẩm định thiết kế và cho phép Công ty TNHH DK Vina Motor là doanh nghiệp có đăng ký kinh doanh hành nghề đóng mới và sản xuất lắp ráp ô tô mang nhãn hiệu trong nước.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. LÝ THUYẾT Ô TÔ MÁY KÉO - Nguyễn Hữu Cẩn, Phan Đình Kiên - NXB Khoa học kỹ thuật - 1996.
2. THIẾT KẾ TÍNH TOÁN Ô TÔ MÁY KÉO - Nguyễn Hữu Cẩn, Phan Đình Kiên - NXB Khoa học kỹ thuật - 1996.
3. SỨC BỀN VẬT LIỆU (TẬP 1,2) - Lê Hoàng Tuấn, Bùi Công Thành - NXB Khoa học kỹ thuật - 1998.
4. CƠ SỞ THIẾT KẾ MÁY - Nguyễn Hữu Lộc - NXB Đại học Quốc gia Tp. HCM - 2014.
5. SỔ TAY THÉP THẾ GIỚI - Trần Văn Địch, Ngô Trí Phúc - NXB Khoa học kỹ thuật.
6. Quy chuẩn Việt Nam QCVN 09:2015/BGTVT.
7. Thông tư 30/2011/TT-BGTVT.
8. Thông tư 54/2014/TT-BGTVT.
9. Thông tư 42/2014/TT-BGTVT.
10. Thông tư 06/VBHN-BGTVT.
11. Thông tư 35/2011/TT-BGTVT.
12. Tài liệu xe cơ sở DONGFENG DFL3160BXA/DUCNGUYEN-TD-V- Công ty cổ phần cơ điện Đức Nguyên VN cấp.



MỤC LỤC

I. MỞ ĐẦU.....	1
II. BỐ TRÍ CHUNG Ô TÔ.....	2
II.1. GIỚI THIỆU Ô TÔ DONGFENG DFL3160BXA/DUCNGUYEN-TD-V/MK-HOL.....	2
1.1. Tuyến hình của ô tô DONGFENG DFL3160BXA/DUCNGUYEN-TD-V/MK-HOL.....	2
1.2. Giới thiệu ô tô tải (tự đổ) DONGFENG DFL3160BXA/DUCNGUYEN-TD-V.....	3
1.3. Giới thiệu ô tô DONGFENG DFL3160BXA/DUCNGUYEN-TD-V/MK-HOL.....	3
1.4. Hệ thống thủy lực.....	8
II.2. XÁC ĐỊNH CÁC THÀNH PHẦN KHỐI LƯỢNG CỦA Ô TÔ.....	9
2.1. Xác định các thành phần khối lượng.....	9
2.2. Tính toán phân bố khối lượng.....	9
II.3. ĐẶC TÍNH KỸ THUẬT CƠ BẢN CỦA Ô TÔ.....	11
III. CÁC TÍNH TOÁN CƠ BẢN.....	15
III.1. XÁC ĐỊNH TOẠ ĐỘ TRỌNG TÂM Ô TÔ.....	15
1.1. Khoảng cách từ trọng tâm đến các cầu.....	15
1.2. Xác định chiều cao trọng tâm.....	15
III.2. KIỂM TRA TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA Ô TÔ.....	15
III.3. TÍNH ỔN ĐỊNH KHI KÉO THÙNG CHỨA LÊN KHUNG.....	16
III.4. TÍNH ỔN ĐỊNH KHI ĐỔ XẢ RÁC.....	17
III.5. TÍNH TOÁN ĐỘNG LỰC HỌC KÉO CỦA Ô TÔ.....	19
5.1. Đường đặc tính ngoài của động cơ.....	19
5.2. Đặc tính nhân tố động lực học.....	20
5.3. Kiểm tra khả năng vượt dốc theo điều kiện bám.....	22
5.4. Tính toán kiểm tra khả năng tăng tốc của ô tô.....	22
III.6. KIỂM TRA KHẢ NĂNG LÀM VIỆC CỦA XI LANH.....	23
6.1. Kiểm tra khả năng làm việc của xi lanh nâng thùng.....	23
6.2. Kiểm tra khả năng làm việc của xi lanh cần với.....	24
6.3. Kiểm tra khả năng làm việc của xi lanh chân chống.....	25
6.4. Chọn bơm thủy lực.....	26
6.6. Tính toán kiểm nghiệm sự phù hợp giữa bơm và PTO.....	27

III.7. TÍNH TOÁN KIỂM TRA BỀN.....	28
7.1. Kiểm tra bền dầm ngang thùng hàng.....	28
7.2. Kiểm tra mối ghép khung phụ với sát xi.....	29
7.3. Kiểm tra mối ghép chân chống với sát xi.....	30
7.4. Kiểm tra bền cần với.....	30
7.5. Tính kiểm tra bền chốt xoay giữa cần phụ và càng nâng dưới.....	31
7.6. Tính bền trục xoay con lăn.....	32
7.7. Tính bền trục xoay thùng.....	32
7.8. Tính kiểm tra bền tại móc thùng hàng.....	33
7.9. Kiểm tra bền chốt xilanh.....	34
7.10. Kiểm tra bền chất bánh xe trượt thùng.....	34
III.8. NHẬN XÉT TÍNH NĂNG CÁC TỔNG THÀNH KHÁC CỦA ÔTÔ.....	35
IV. CÁC CHI TIẾT CHẾ TẠO TRONG NƯỚC VÀ NHẬP KHẨU.....	36
IV.1. CÁC CHI TIẾT, TỔNG THÀNH CHẾ TẠO TRONG NƯỚC (CHO 01 ÔTÔ).....	36
IV.2. CÁC TỔNG THÀNH VÀ CHI TIẾT NHẬP KHẨU (CHO 01 ÔTÔ).....	36
V. KẾT LUẬN.....	36
MỤC LỤC.....	38

