

**ĐẠI HỌC ĐÀ NẴNG
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA
KHOA CƠ KHÍ GIAO THÔNG**

**ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP
- CAPSTONE PROJECT
NGÀNH: KỸ THUẬT CƠ KHÍ
CHUYÊN NGÀNH: CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC**

ĐỀ TÀI:

**THIẾT KẾ NÂNG CẤP HỆ THỐNG
XE DANABUS DIESEL THÀNH XE ĐIỆN**

Người hướng dẫn:	TS. LÊ MINH TIẾN
Sinh viên thực hiện:	TRẦN NHẬT HUY HỒ ĐẮC NHẬT ĐÀO MINH THÔNG
Số thẻ sinh viên:	103200018 103200024 103200032
Lớp:	20C4A

Đà Nẵng, 06/2025

TÓM TẮT

Tên đề tài: Thiết kế nâng cấp hệ thống xe Danabus diesel thành xe điện

Sinh viên thực hiện:

- | | |
|-------------------|----------------------|
| 1. Trần Nhật Huy | Số thẻ SV: 103200018 |
| 2. Hồ Đắc Nhật | Số thẻ SV: 103200024 |
| 3. Đào Minh Thông | Số thẻ SV: 103200032 |

Lớp: 20C4A

Trong bối cảnh ngành giao thông vận tải đang chịu áp lực phải cắt giảm phát thải khí nhà kính, đặc biệt từ các phương tiện sử dụng nhiên liệu hóa thạch như xe buýt, việc chuyển đổi sang phương tiện sử dụng năng lượng điện được xem là giải pháp thiết thực và bền vững. Xe buýt Danabus – phương tiện công cộng phổ biến tại Đà Nẵng – khi sử dụng động cơ diesel không những tiêu hao nhiên liệu lớn mà còn phát sinh lượng khí thải gây ô nhiễm môi trường đáng kể. Vì vậy, nghiên cứu chuyển đổi Danabus từ động cơ diesel sang điện là hướng tiếp cận phù hợp, góp phần giảm phát thải và nâng cao chất lượng sống đô thị.

Đề án tập trung vào việc thiết kế và mô phỏng hệ thống truyền động điện hoàn chỉnh cho xe Danabus, bao gồm lựa chọn động cơ điện, thiết kế hộp số giảm tốc, tính toán hệ thống pin, hệ thống điều khiển và sạc điện. Khác với việc chế tạo xe mới, đề tài lựa chọn giải pháp cải tạo trên nền tảng xe buýt hiện có nhằm tiết kiệm chi phí đầu tư, đồng thời đảm bảo tính khả thi trong triển khai thực tế tại Việt Nam.

Nhóm đã khảo sát các thông số vận hành thực tế của xe, từ đó lựa chọn động cơ HVH250-090S và pin LiFePO₄ phù hợp với nhu cầu di chuyển trong đô thị. Quá trình nghiên cứu bao gồm mô phỏng hệ thống truyền động theo chu trình WLTC loại 2, đánh giá tiêu thụ năng lượng, kiểm tra các chi tiết cơ khí như hệ thống treo, phanh bằng phần mềm Inventor. Ngoài ra, hệ thống sạc và điều khiển trung tâm cũng được thiết kế để đảm bảo xe vận hành an toàn, hiệu quả.

Kết quả nghiên cứu không chỉ đề xuất phương án chuyển đổi khả thi và hiệu quả về mặt năng lượng, mà còn góp phần thúc đẩy xu hướng phát triển giao thông xanh, thân thiện môi trường, đặc biệt tại các đô thị như thành phố Đà Nẵng.

LỜI NÓI ĐẦU

Hiện nay, biến đổi khí hậu đang trở thành một trong những thách thức nghiêm trọng nhất đối với con người. Trong bối cảnh toàn cầu đang hướng tới phát triển bền vững và giảm phát thải khí nhà kính. Ngành giao thông vận tải là một trong những nguồn phát thải lớn, làm gia tăng nhanh chóng nguồn ô nhiễm không khí. Thế giới đang chung tay thực hiện các biện pháp cắt giảm

Trước xu thế đó, Việt Nam nói chung và thành phố Đà Nẵng nói riêng đang từng bước tiếp cận với việc chuyển đổi phương tiện giao thông truyền thống sang sử dụng năng lượng sạch. Đặc biệt, việc chuyển đổi xe buýt động cơ đốt trong sang xe buýt điện là một giải pháp hiệu quả và tiết kiệm nhằm giảm lượng khí thải, bảo vệ môi trường và phù hợp với định hướng phát triển hạ tầng giao thông xanh, bền vững.

Nhận thấy được tầm quan trọng của vấn đề này, nhóm chúng em đã lựa chọn và thực hiện đề tài: **“Thiết kế nâng cấp hệ thống xe Danabus diesel thành xe điện”**. Đây là đề tài thiết thực bổ ích, giúp nhóm em hoàn thiện trong việc kết hợp kiến thức đã học và thực hành tại xưởng. Đây là một đề tài mang tính thực tiễn cao, giúp nhóm củng cố và vận dụng tổng hợp các kiến thức đã được học vào giải quyết một vấn đề cụ thể, sát với nhu cầu thực tế của địa phương.

Chúng em xin gửi lời cảm ơn sâu sắc đến Quý thầy cô trong khoa Cơ khí Giao thông, trường Đại Học Bách Khoa Đà Nẵng đã hỗ trợ giúp đỡ truyền đạt những bài học, những kiến thức quý báu trong suốt thời gian qua.

Đặc biệt, chúng em xin chân thành cảm ơn thầy **TS. Lê Minh Tiến** đã tận tình giúp đỡ, đưa ra những định hướng nghiên cứu cũng như hướng giải quyết một số vấn đề để chúng em có thể hoàn thành tốt đề tài. Trong thời gian làm việc với thầy, chúng em đã được học hỏi thêm nhiều kiến, kỹ năng luôn thể hiện một thái độ nghiên cứu nghiêm túc, hiệu quả và đây cũng là điều rất cần thiết cho chúng em trong quá trình học tập và làm việc sau này.

Mặc dù đã cố gắng, song do điều kiện thời gian và kiến thức của nhóm em còn hạn chế, cho nên đề tài không thể tránh khỏi những thiếu sót. Vì vậy, chúng em rất mong nhận được sự đóng góp ý kiến của quý thầy cô.

Chúng em xin chân thành cảm ơn!

Ngày 30, tháng 05, năm 2025

Sinh viên thực hiện

MỤC LỤC

TÓM TẮT	
LỜI NÓI ĐẦU	i
MỤC LỤC	ii
DANH SÁCH CÁC BẢNG BIỂU, HÌNH ẢNH	vi
DANH SÁCH CÁC CỤM TỪ VIẾT TẮT	xii
MỞ ĐẦU	1
CHƯƠNG 1: TỔNG QUAN	2
1.1 Tình hình biến đổi khí hậu toàn cầu.....	2
1.1.1 Thực trạng biến đổi khí hậu toàn cầu hiện nay	2
1.1.2 Nguyên nhân gây ra biến đổi khí hậu.....	4
1.1.3 Ảnh hưởng của ngành giao thông vận tải đến việc biến đổi khí hậu	6
1.2 Mục tiêu NET ZERO	7
1.2.1 Mục tiêu NET ZERO của các nước trên thế giới.....	8
1.2.2 Cam kết NET ZERO của Việt Nam	8
1.3 Hiện trạng và định hướng phát triển giao thông bền vững tại Đà Nẵng.....	10
1.3.1 Hiện trạng phát thải tại thành phố Đà Nẵng.....	10
1.3.2 Tình hình giao thông công cộng và định hướng phát triển bền vững ...	11
1.4 Xu hướng chuyển đổi xe buýt điện trên thế giới và ở Việt Nam.....	13
1.4.1 Xu hướng sử dụng xe buýt điện làm phương tiện công cộng	13
1.4.2 Xu hướng chuyển đổi xe buýt điện trên thế giới và ở Việt Nam	14
CHƯƠNG 2: CÁC PHƯƠNG ÁN CHUYỂN ĐỔI XE BUÝT ĐIỆN	15
2.1 Các phương án chuyển đổi.....	15
2.1.1 Khái quát về lịch sử phát triển xe điện.....	15

2.1.2 Phân loại.....	15
2.2 Lựa chọn phương án chuyển đổi.....	22
2.2.1 Giới thiệu tổng quan về xe Danabus Đà Nẵng.....	22
2.2.2 Giới thiệu động cơ, khung gầm, hệ thống treo.....	25
2.2.3 Lựa chọn phương án chuyển đổi tối ưu:	28
2.2.4 Kết luận	29
CHƯƠNG 3: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ	31
3.1 Tính toán, thiết kế hệ thống truyền lực	31
3.1.1 Lựa chọn phương án dẫn động.....	31
3.1.2 Bố trí các cơ cấu trong hệ thống	35
3.1.3 Tính chọn động cơ điện.....	36
3.1.4. Tính toán các thông số chính	41
3.1.5 Tính toán thiết kế hộp giảm tốc 1 cấp truyền động:.....	44
3.2 Tính toán, lựa chọn hệ thống pin.....	57
3.2.1 Cơ sở tính toán.....	57
3.2.2 Mô phỏng xác định năng lượng tiêu tốn trung bình của xe	59
3.2.3 Tính toán hệ thống pin	72
3.3 Lựa chọn hệ thống điều khiển.....	76
3.3.1 Tổng quan hệ thống điều khiển.....	76
3.3.2 Hệ thống quản lý điều khiển VCU (Vehicle Control Unit):	78
3.3.3 Hệ thống điều khiển động cơ điện MCU (Motor Control Unit)	79
3.3.4 Các tín hiệu đầu vào	84
3.4 Tính toán hệ thống sạc	87
3.4.1 Thông số tính toán.....	87
3.4.2 Tính toán công suất sạc	87
3.4.3 Lựa chọn chuẩn sạc	88

3.4.4 Lựa chọn thiết bị cho phương án sọc chậm.....	89
CHƯƠNG 4: TÍNH TOÁN KIỂM NGHIỆM HỆ THỐNG PHANH, HỆ THỐNG TREO	
.....	91
4.1 Thông số kỹ thuật sau cải tiến.....	91
4.2. Tính toán thiết kế hệ thống phanh.....	92
4.2.1 Mô men phanh yêu cầu ở các cơ cấu	92
4.2.2 Hệ số phân bố lực phanh lên các trục bánh xe.....	94
4.2.3 Áp dụng cho kiểu cơ cấu phanh đĩa	95
4.3 Tính toán thiết kế hệ thống treo trước cho xe Danabus sau cải tạo	108
4.3.1 Xây dựng đường đặc tính đàn hồi hệ thống treo trước	108
4.3.2 Tính toán lò xo hệ thống treo trước.....	111
4.3.3 Tính toán thanh xoắn.....	114
4.3.4 Tính toán giảm chấn trước	115
4.4 Tính toán thiết kế hệ thống treo sau cho xe Danabus sau cải tạo	124
4.4.1 Xây dựng đường đặc tính hệ thống treo sau	124
4.4.2 Tính toán bộ phận đàn hồi hệ thống treo sau phụ thuộc	125
4.4.3 Tính toán kiểm tra sức bền các lá nhíp	129
4.4.5 Tính toán giảm chấn sau	131
4.5 Tính toán đàn hồi khí nén.....	140
4.5.1 Thông số kỹ thuật.....	140
4.5.2 Khảo sát đường kính lớn nhất và đường kính nhỏ nhất: [38]	141
4.5.3 Khảo sát đặc tính của bộ phận đàn hồi: [38].....	142
4.6 Mô phỏng kiểm nghiệm bền	147
4.6.1. Kiểm nghiệm hệ thống phanh	148
4.6.2 Kiểm nghiệm hệ thống treo.....	154
CHƯƠNG 5 TÍNH TOÁN THIẾT KẾ TRẠM SẠC VÀ GIÁM SÁT VẬN HÀNH	167

5.1 Tính toán thiết kế trạm sạc tích hợp năng lượng mặt trời.....	167
5.1.1 Mục tiêu thiết kế.....	167
5.1.2 Cấu hình hệ thống trạm sạc.....	167
5.1.3 Tính toán lựa chọn thiết bị.....	169
5.1.4 Tiêu chuẩn thiết kế lắp đặt.....	178
5.2. Hệ thống giám sát vận hành.....	179
5.2.1. Khái niệm.....	179
5.2.2 Chức năng BMS.....	180
5.2.3. Lựa chọn hệ thống BMS cho xe danabus.....	182
KẾT LUẬN.....	188
TÀI LIỆU THAM KHẢO.....	190
PHỤ LỤC.....	194

DANH SÁCH CÁC BẢNG BIỂU, HÌNH ẢNH

DANH SÁCH CÁC BẢNG

Bảng 1.1: Lượng phát thải CO ₂ tại Đà Nẵng năm 2013 và dự đoán năm 2030	10
Bảng 2.1: Thông số kỹ thuật xe buýt DanaBus – Gazelle City A68R52/B26	22
Bảng 2.2: Các phương án chuyển đổi.....	28
Bảng 3.1: So sánh phương án chuyển đổi:	34
Bảng 3.2: Tổng kết các thông số của bộ truyền bánh răng	53
Bảng 3.3: Đường kính d theo gần đúng chiều rộng ổ lăn	57
Bảng 3.4: Thông số tóm tắt của chu trình lái WLTC loại 2.	58
Bảng 3.5: Công suất hệ thống tiêu thụ liên tục.	70
Bảng 3.6: Công suất hệ thống phụ gián đoạn.	71
Bảng 3.7: Thông số pin BYD LiFePO ₄ Blade Battery 3.2V 138Ah	72
Bảng 3.8: Thông số VCU Ecotron EV 22297A	78
Bảng 3.9: Thông số cài đặt tốc độ trong phần mềm DVT.....	83
Bảng 3.10: Thông số cài đặt phanh tái tạo	84
Bảng 4.1: Khối lượng các thành phần khi chuyển đổi	91
Bảng 4.2: Thông số kỹ thuật.....	140
Bảng 4.3: Tính lực đàn hồi	143
Bảng 4.4: Áp suất khí nén tải trọng.....	143
Bảng 4.5: Bảng đường kính balon khí.....	145
Bảng 4.6: Lực tác dụng lên balon khí theo từng mức tải trọng.....	145
Bảng 4.7: Thông số lò xo thiết kế.....	154
Bảng 5.1: Thông số pin LONGi LR5-72HPH-550M.....	175
Bảng 5.2: Thông số bộ ENJBMS2A24SR	183
Bảng 5.3: Thông số Danabus sau khi chuyển đổi	187

DANH SÁCH CÁC HÌNH ẢNH

Hình 1.1: Chỉ số nhiệt độ đất – đại dương toàn cầu từ 1880 – 2024.....	2
Hình 1.2: Sự thay đổi nhiệt độ bề mặt trái đất giữa năm 1884 và 2022.....	3
Hình 1.3: Sự thay đổi độ cao của mực nước biển toàn cầu từ 1993 đến nay	3
Hình 1.4: Sự suy giảm khối lượng băng ở Nam cực (a) và Greenland (b)	4
Hình 1.5: Phần trăm khí nhà kính trên toàn cầu	5
Hình 1.6: Mức CO2 trong khí quyển từ 1958 đến nay	5
Hình 1.7: Sự thay đổi nồng độ CO2 trong không khí giữa năm 2002 với 2022	6
Hình 1.8: Phát thải khí nhà kính theo ngành trên thế giới.....	7
Hình 1.9: Phân bố khí thải CO2 theo loại phương tiện trên toàn cầu năm 2022	7
Hình 1.10: Mức chỉ tiêu giảm lượng phát thải	9
Hình 1.11: Các biện pháp để đạt Net Zero của Việt Nam.....	10
Hình 1.12: Tỷ trọng phương thức vận tải tại Đà Nẵng	11
Hình 1.13: Xe buýt công cộng Danabus	12
Hình 1.14: Các tuyến xe buýt công cộng ở Đà Nẵng.....	12
Hình 2.1: Phân loại xe điện	16
Hình 2.2: Cấu tạo xe điện BEV	16
Hình 2.3: Cấu tạo xe điện BEV	18
Hình 2.4: Cấu tạo xe điện BEV	19
Hình 2.5: Cấu tạo xe FCEV.....	21
Hình 2.6: Xe buýt DanaBus.....	23
Hình 2.7: Tổng quan xe buýt Dana Bus	24
Hình 2.9: Động cơ trên DanaBus	25
Hình 2.10: Khung gầm trên DanaBus	26
Hình 2.11: Vỏ & Thân xe Dana Bus	26
Hình 2.12: Hệ thống treo sau DanaBus	27
Hình 2.13: Hệ thống treo trước DanaBus.....	27
Hình 2.14: Hệ thống phanh trên xe DanaBus.....	27
Hình 3.1: Cấu hình ô tô điện cổ điển.....	31
Hình 3.2: Cấu hình xe điện hiện đại	32
Hình 3.3: Các phương án bố trí hệ thống động lực của ô tô điện	33

Hình 3.4: Sơ đồ hệ thống truyền lực Danabus sau cải tạo thành xe điện.....	34
Hình 3.5: Vị trí động cơ điện và pin trên Danabus sau khi chuyển đổi	36
Hình 3.6: Các lực tác dụng lên ô tô khi lên dốc	36
Hình 3.7: Động cơ điện HVH250 – 090S	39
Hình 3.8: Đồ thị momen của motor HVH250 – 090S theo số vòng quay	40
Hình 3.9: Đồ thị công suất theo số vòng quay của motor HVH250 – 090S	40
Hình 3.10: Biểu đồ đặc tính mô-men – tốc độ và hiệu suất motor HVH250-090S	41
Hình 3.11: Đồ thị chu trình WLTC loại 2	59
Hình 3.12: Giao diện làm việc của phần mềm Scilab.	60
Hình 3.13: Nhập thông số xe	61
Hình 3.14: Nhập chu trình lái WLTC 2.....	61
Hình 3.15: Đồ thị chu trình lái WLTC 2 nhập vào Scilab.....	62
Hình 3.16: Mô hình tính toán năng lượng tiêu hao trung bình trong Xcos.....	63
Hình 3.17: Nhập giá trị vào khối	64
Hình 3.18: Nhập giá trị vào khối Fslope	64
Hình 3.19: Nhập giá trị vào khối Froll	64
Hình 3.20: Nhập giá trị vào khối Faero	65
Hình 3.21: Nhập giá trị vào khối Faccel.....	65
Hình 3.22: Các khối TOWS_c.....	66
Hình 3. 23: Nhập giá trị vào khối SWITCH2_m	66
Hình 3.24: Khối GAINBLK	67
Hình 3.25: Khối DOLLAR_f	67
Hình 3.26: Khối BIGSOM_f	67
Hình 3.27: Khối PRODUCT	67
Hình 3.28: Khối CLOCK_c.....	67
Hình 3.29: Khối CLKFROM và khối CLKGOTO.....	68
Hình 3.31: Năng lượng tiêu tổn trung bình	68
Hình 3.30: Công suất cản tổng cộng tính theo chu trình WLTC 2.....	69
Hình 3.32: Đồ thị năng lượng cho quá trình tăng tốc và phanh	70
Hình 3.33: Sơ đồ hệ thống điều khiển đơn giản	76
Hình 3.34: Sơ đồ khối VCU	77

Hình 3.35: Sơ đồ khối MCU	77
Hình 3.36: VCU Ecotron EV 22297A.....	78
Hình 3.37: MCU Sevcon Gen4 Size 10.....	80
Hình 3.38: Sơ đồ mạch điện trong Sevcon Gen4 size 10	81
Hình 3.39: Phần mềm DVT cài đặt thông số điều khiển motor	83
Hình 3.40: Cảm biến vị trí bàn đạp ga.....	85
Hình 3.41: Cảm biến bàn đạp phanh	85
Hình 3.42: Cảm biến dòng/áp của hệ thống pin	85
Hình 3.43: Cảm biến nhiệt độ.....	86
Hình 3.44: Cảm biến giám sát lỗi hệ thống.....	86
Hình 3.45: Cảm biến tốc độ motor	87
Hình 3.46: Các loại chuẩn sạc dành cho xe điện.....	89
Hình 3.47: Bộ sạc chậm AC treo tường Vinfast 11kW	89
Hình 3.48: On-board chargers OVAR 11kW	90
Hình 4.1: Sơ đồ tính toán lực tác dụng lên ô tô khi phanh.....	93
Hình 4.2: Cơ cấu phanh kiểu đĩa có rãnh làm mát	95
Hình 4.3: Kết cấu bầu trợ lực kép chân không.....	107
Hình 4.4: Hệ thống treo độc lập	108
Hình 4.5: Đồ thị đường đặc tính treo trước	110
Hình 4.6: Kích thước lò xo trụ	111
Hình 4.7: Sơ đồ tính toán thanh xoắn.....	114
Hình 4.8: Giảm chấn hai lớp	116
Hình 4.9: Sơ đồ lực tác dụng lên giảm chấn	117
Hình 4.10: Đồ thị đường đặc tính giảm chấn	119
Hình 4.11: Kích thước các chi tiết trong giảm chấn.....	119
Hình 4.12: Chiều dài các chi tiết và góc đặt giảm chấn	120
Hình 4.13: Đồ thị đường đặc tính hệ thống treo sau	125
Hình 4.14: Sơ đồ lực tác dụng lên lá nhíp.....	126
Hình 4.15: Sơ đồ tính bền tai và chốt nhíp.....	130
Hình 4.16: Giảm chấn hai lớp	132
Hình 4.17: Sơ đồ lực tác dụng lên giảm chấn	133

Hình 4.18: Đồ thị đường đặc tính giảm chấn	135
Hình 4.19: Kích thước các chi tiết trong giảm chấn.....	135
Hình 4.20: Chiều dài các chi tiết và góc đặt giảm chấn	136
Hình 4.21: Biểu đồ thể hiện áp suất khí nén thay đổi theo tải trọng	144
Hình 4.22: Biểu đồ tải trọng tác dụng lên balon khí	144
Hình 4.23: Đồ thị lực đàn hồi tác dụng lên balon khí ở các trường hợp khác nhau....	146
Hình 4.24: Đồ thị thể hiện tỷ lệ lực đàn hồi với sự gia tăng tải trọng.....	147
Hình 4.25: Mô hình đĩa phanh thiết kế trong Inventor.....	148
Hình 4.26: Nhập thông số vật liệu.....	149
Hình 4.27: Đặt lực và nhập thông số lực tác dụng mặt phải đĩa phanh trước	149
Hình 4.28: Đặt lực và nhập thông số lực tác dụng mặt trái đĩa phanh trước.....	150
Hình 4.29: Đặt lực và nhập thông số lực tác dụng mặt phải đĩa phanh sau	150
Hình 4.30: Đặt lực và nhập thông số lực tác dụng mặt trái đĩa phanh sau.....	151
Hình 4.31: Create Study	151
Hình 4.32: Chia lưới đĩa phanh	152
Hình 4.33: Ứng suất tác dụng lên đĩa phanh	152
Hình 4.34: Chuyển vị của đĩa phanh	153
Hình 4.35: Hệ số an toàn của đĩa phanh.....	154
Hình 4.36: Mô hình lò xo thiết kế trong Inventor	155
Hình 4.37: Nhập thông số vật liệu Thép AISI 4140.....	156
Hình 4.38: Hạn chế bậc tự do ở mặt dưới lò xo	157
Hình 4.39: Hạn chế bậc tự do theo phương X, Z của lò xo.....	157
Hình 4.40: Đặt lực tác dụng lên lò xo	158
Hình 4.41: Chia lưới lò xo.....	158
Hình 4.42: Ứng suất tác dụng lên lò xo.....	159
Hình 4.43: Chuyển vị của lò xo.....	160
Hình 4.44: Hệ số an toàn của lò xo	161
Hình 4.45: Nhập thông số vật liệu.....	162
Hình 4.46: Hình ảnh lá nhíp trong inventor	163
Hình 4.47: Hạn chế bậc tự do ở tai nhíp.....	163
Hình 4.48: Đặt lực trên lá nhíp	164

Hình 4.49: Chia lưới lá nhíp	164
Hình 4.50: Ứng suất trên lá nhíp	165
Hình 4.51: Chuyển vị trên lá nhíp	166
Hình 4.52: Hệ số an toàn trên lá nhíp	166
Hình 5.1: Sơ đồ nguyên lí hệ thống trạm sạc	168
Hình 5.2: Sơ đồ minh họa hệ thống NLMT có dự trữ.....	168
Hình 5.3: Máy biến áp THIBIDI 630kVA - 15 (22)/0.4	172
Hình 5.4: CB Masterpact MTZ1 08H1, 800 A.....	172
Hình 5.5: Thông số tủ nguồn ZEROVA DZ Series 480 kW.....	173
Hình 5.6: Trụ Sạc Nhanh VinFast DC 120kW	173
Hình 5.7: Phần mềm quản lí DeltaGrid® EVM	174
Hình 5.8: Tủ bảo vệ chống sét Schneider.....	175
Hình 5.9: Pin LONGi 550 kW	175
Hình 5.10: Inverter Huawei 185kW	176
Hình 5.11: Thông số Inverter Huawei 185 kW	177
Hình 5.12: Lắp đặt pin năng lượng mặt trời.....	179
Hình 5.13: Hệ thống giám sát vận hành bố trí trên xe.....	180
Hình 5.14: Sơ đồ hệ thống điều khiển BMS	180
Hình 5.15: Bộ ENJBMS2A24SR High Voltage Active Balancing BMS	183
Hình 5.16: Sơ đồ đấu dây relay điện áp cao (nhiều pin được kết nối nối tiếp).....	183
Hình 5.17: Sơ đồ kết nối giao tiếp và cảm biến của ENJBMS	184
Hình 5.18: Bo mạch LILYGO T-SIM7000G ESP32	185

DANH SÁCH CÁC CỤM TỪ VIẾT TẮT

GHG – Greenhouse gas: Khí nhà kính

JEPT – Just Energy Transition Partnership: Đối tác chuyển dịch năng lượng công bằng

GTVT – Giao thông vận tải

HEV – Hybrid Electric Vehicle: Xe lai điện không cắm sạc

PHEV – Plug-in Hybrid Electric Vehicle: Xe lai sạc điện có thể sạc điện từ nguồn ngoài

BEV – Battery Electric Vehicle: Xe điện thuần túy

FCEV – Fuel Cell Electric Vehicle: Xe điện dùng pin nhiên liệu hydro

ICE – Internal Combustion Engine: Động cơ đốt trong

CAN – Controller Area Network: Mạng điều khiển vùng

VCU – Vehicle Control Unit: Bộ điều khiển trung tâm xe

MCU – Motor Control Unit: Bộ điều khiển động cơ

DC – Direct Current: Dòng điện một chiều

AC – Alternating Current: Dòng điện xoay chiều

IGBT – Insulated Gate Bipolar Transistor: Transistor lưỡng cực có cổng cách điện

PWM – Pulse Width Modulation: Điều chỉnh chế độ rộng xung

I/O – Input/Output: Ngõ vào/ngõ ra

BMS – Battery Management System: Hệ thống quản lý pin

DSP – Digital Signal Processor: Bộ xử lý tín hiệu số

HV – High Voltage: Điện áp cao

CCS Type 2 – Combined Charging System Type 2: Chuẩn sạc nhanh DC loại 2

PV – Photovoltaic: Pin mặt trời

DOD – Depth of Discharge: Độ sâu xả pin

OCPP – Open Charge Point Protocol: Giao thức mở dành cho trạm sạc điện

MỞ ĐẦU

1. Mục đích thực hiện đề tài

- Nghiên cứu và đề xuất giải pháp chuyển đổi xe buýt Danabus sử dụng nhiên liệu diesel tại Đà Nẵng sang xe buýt điện một cách hiệu quả, góp phần giảm phát thải khí nhà kính, nâng cao chất lượng môi trường, hướng tới hoàn thành mục tiêu NET ZERO của Việt Nam vào năm 2050.

- Nâng cao hiệu quả sử dụng năng lượng xanh và tiết kiệm chi phí.

2. Mục tiêu đề tài

- Chuyển đổi xe buýt Danabus diesel thành xe buýt điện.
- Tính toán chọn động cơ điện và thiết kế hộp giảm tốc phù hợp với xe.
- Thiết kế, tính toán hệ thống pin và hệ thống trạm sạc cho xe.
- Tính toán kiểm nghiệm hệ thống phanh, treo và thiết kế hệ thống giám sát.

3. Phạm vi và đối tượng nghiên cứu

- Phạm vi nghiên cứu: Phát triển giải pháp công nghệ năng lượng xanh nhằm đáp ứng yêu cầu mục tiêu phát thải ròng khí nhà kính về “0” vào năm 2050.

- Đối tượng nghiên cứu: Xe buýt Danabus - Gazelle City A68R52/B26.

4. Phương pháp nghiên cứu

- Nghiên cứu lý thuyết để đưa vào thực tế.
- Thu thập tài liệu dựa trên các công trình báo cáo khoa học đã công bố, tạp chí uy tín.
- Nghiên cứu cơ sở lý thuyết về đặc điểm của pin Lithium Ion và tính toán trạm sạc.
- Tính toán chọn động cơ điện và thiết kế hộp giảm tốc.
- Tính toán kiểm nghiệm hệ thống phanh và treo.
- Thiết kế hệ thống trạm sạc và hệ thống giám sát.

5. Cấu trúc của đồ án

- Tổng quan về đề tài và các phương án chuyển đổi.
- Tính toán thiết kế.
- Tính toán kiểm nghiệm hệ thống phanh và treo.
- Tính toán thiết kế trạm sạc và giám sát vận hành.

CHƯƠNG 1: TỔNG QUAN

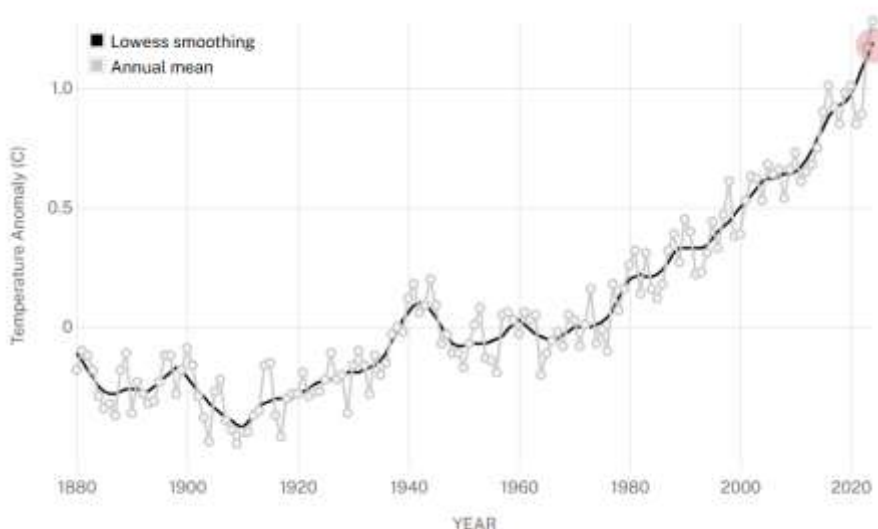
1.1 Tình hình biến đổi khí hậu toàn cầu

1.1.1 Thực trạng biến đổi khí hậu toàn cầu hiện nay

Biến đổi khí hậu: Biến đổi khí hậu là sự thay đổi của khí hậu trong một khoảng thời gian dài do tác động của các điều kiện tự nhiên và hoạt động của con người, biểu hiện bởi sự nóng lên toàn cầu, mực nước biển dâng và gia tăng các hiện tượng khí tượng thủy văn cực đoan.

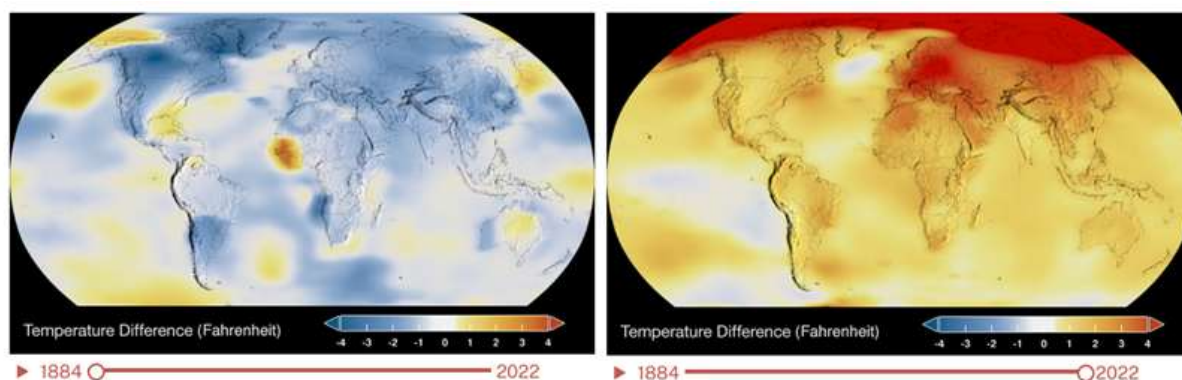
Hiện nay, biến đổi khí hậu đang diễn biến ngày càng phức tạp. Điển hình là một số thực trạng nghiêm trọng như sau:

- ❖ Sự gia tăng nhiệt độ trái đất: 10 năm gần đây nhất là những năm nóng nhất từng được ghi nhận.



Hình 1.1: Chỉ số nhiệt độ đất – đại dương toàn cầu từ 1880 – 2024 [1]

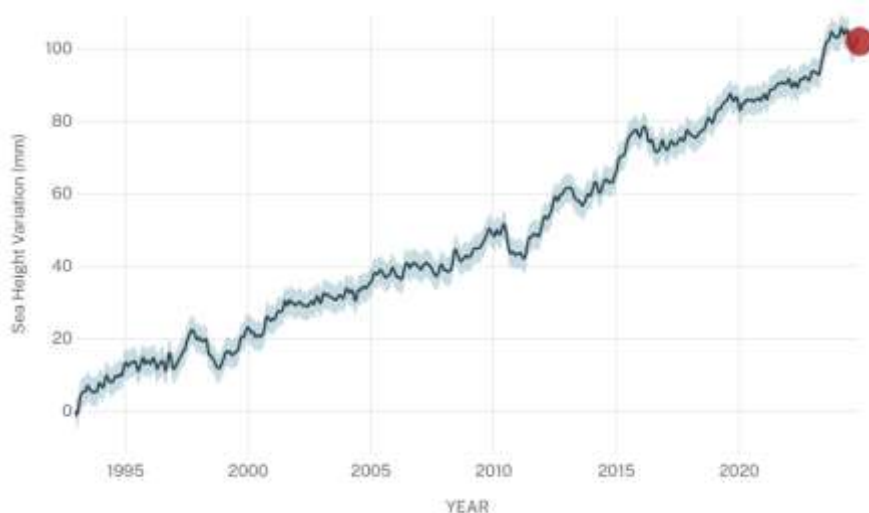
Biểu đồ này cho thấy sự thay đổi nhiệt độ bề mặt toàn cầu so với nhiệt độ trung bình dài hạn từ năm 1951 đến năm 1980. Nhiệt độ bề mặt trung bình của Trái đất vào năm 2024 là nhiệt độ ấm nhất từng được ghi nhận, hơn khoảng 2,65 độ F (1,47 độ C) vào năm 2024 so với nhiệt độ trung bình tiền công nghiệp vào cuối thế kỷ 19 (1850-1900). [2]



Hình 1.2: Sự thay đổi nhiệt độ bề mặt trái đất giữa năm 1884 và 2022 [1]

Màu xanh đậm cho thấy các khu vực mát hơn mức trung bình. Màu đỏ đậm cho thấy các khu vực ấm hơn mức trung bình, qua đó có thể thấy nhiệt độ bề mặt trái đất đã tăng cao như thế nào so với quá khứ.

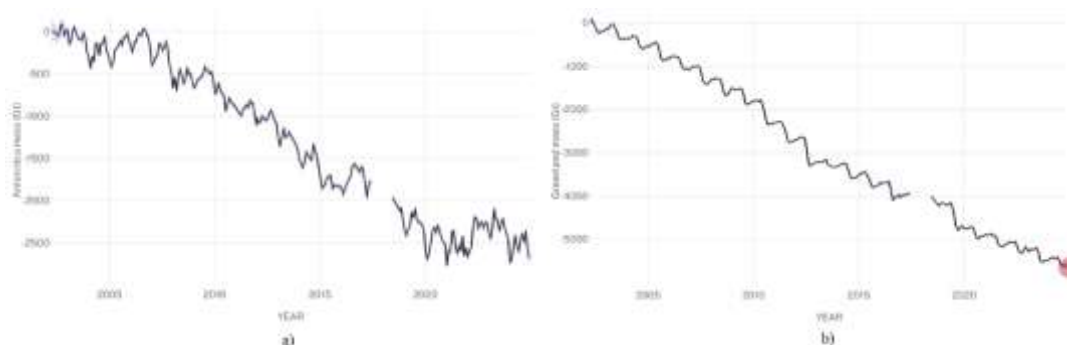
- ❖ **Mực nước biển tăng cao, băng tan:** Mực nước biển toàn cầu đang dâng cao do hiện tượng nóng lên toàn cầu do con người gây ra, với tốc độ gần đây chưa từng có trong hơn 2.500 năm qua.[2]



Hình 1.3: Sự thay đổi độ cao của mực nước biển toàn cầu từ 1993 đến nay [3]

Mực nước biển dâng chủ yếu là do hai yếu tố liên quan đến sự nóng lên toàn cầu: lượng nước bổ sung từ các tảng băng và sông băng tan chảy, và sự giãn nở của nước biển khi nó ấm lên.[2]

Tây Nam Cực hiện đang là vùng đóng góp lớn nhất trong việc làm cho mực nước biển dâng toàn cầu. Đồng thời, các lớp băng trên Greenland và Antarctica đang tan chảy nhanh chóng. [2]



Hình 1.4: Sự suy giảm khối lượng băng ở Nam cực (a) và Greenland (b) [4]

Khối lượng băng tan chảy ở Nam Cực khoảng 150 tỷ tấn mỗi năm, Greenland đang mất khoảng 270 tỷ tấn mỗi năm, góp phần làm mực nước biển dâng cao.

- ❖ **Sự gia tăng các hiện tượng thời tiết cực đoan:** bao gồm sự gia tăng của các cơn bão, hạn hán và lũ lụt hay sự biến đổi đột ngột của khí hậu.

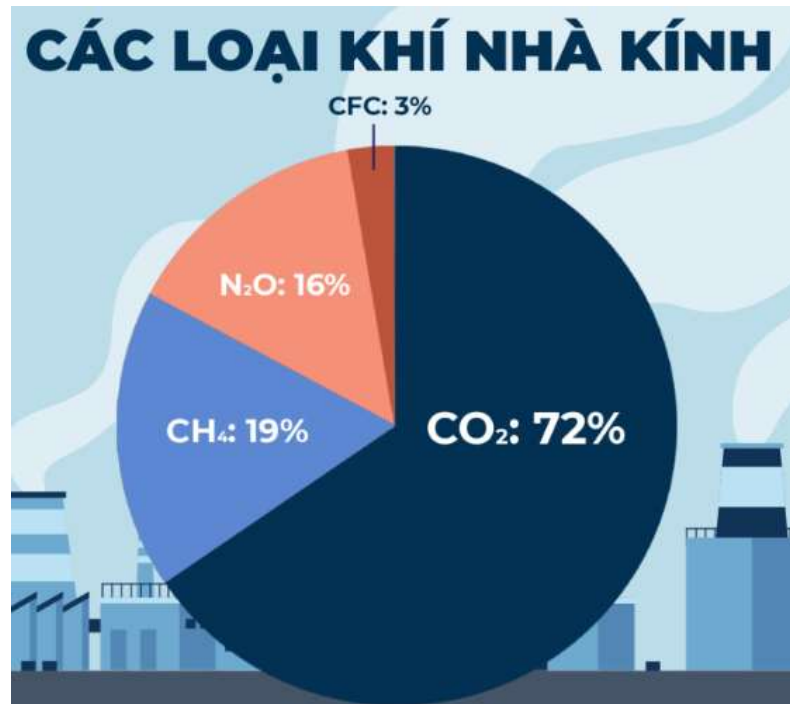
Biến đổi khí hậu đã dẫn đến sự gia tăng về tần suất và/hoặc cường độ của một số loại thời tiết cực đoan. Các cơn bão như cuồng phong hoặc xoáy thuận nhiệt đới có thể mang lượng mưa lớn hơn, gây ra lũ lụt lớn hay sạt lở đất do đất bão hòa.

Các hiện tượng thời tiết thường xuyên và dữ dội hơn, chẳng hạn như nắng nóng nghiêm trọng và lượng mưa lớn sẽ gây ra nhiều tác động hơn đến nhóm dân cư dễ bị tổn thương:

- Các đợt nắng nóng khắc nghiệt vào năm 2003 và 2010 là nguyên nhân gây ra 80% số ca tử vong liên quan đến thời tiết ở châu Âu từ năm 1970 – 2019.
- Nhiệt độ khắc nghiệt trên 40°C và thậm chí 50°C đang ngày càng xảy ra thường xuyên trên toàn thế giới.

1.1.2 Nguyên nhân gây ra biến đổi khí hậu

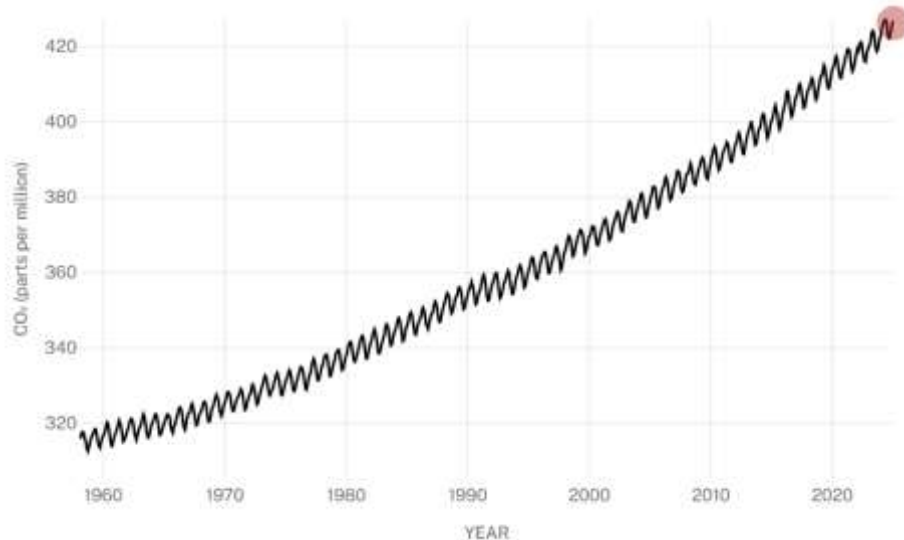
Biến đổi khí hậu đã gây ra những hậu quả vô cùng nặng nề như thiên tai, dịch bệnh, thời tiết cực đoan... tác động xấu đến cả con người và môi trường. Không những thế, biến đổi khí hậu còn đe dọa đến nền tảng hệ sinh thái, gây nguy cơ tuyệt chủng cho nhiều loài sinh vật. Mà nguyên nhân chính gây ra biến đổi khí hậu và sự nóng lên toàn cầu là vì sự gia tăng nồng độ vượt mức cho phép của khí nhà kính.



Hình 1.5: Phần trăm khí nhà kính trên toàn cầu [5]

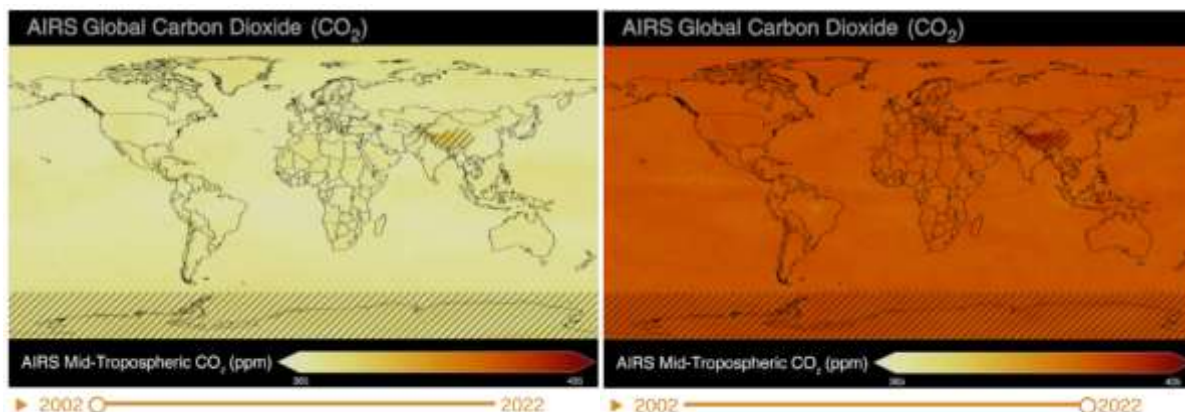
Carbon dioxide (CO₂) là một loại khí giữ nhiệt quan trọng, phát sinh từ việc khai thác và đốt nhiên liệu hóa thạch (như than, dầu và khí tự nhiên), từ cháy rừng và các quá trình tự nhiên như phun trào núi lửa...

Carbon dioxide trong khí quyển làm nóng hành tinh, là nguyên nhân chính gây ra hiện tượng biến đổi khí hậu trên toàn cầu. Hoạt động của con người đã làm tăng hàm lượng carbon dioxide trong khí quyển lên 50% trong vòng chưa đầy 200 năm.



Hình 1.6: Mức CO₂ trong khí quyển từ 1958 đến nay [6]

Kể từ khi thời đại công nghiệp bắt đầu vào thế kỷ 18, các hoạt động của con người đã làm tăng lượng CO₂ trong khí quyển, lượng CO₂ hiện nay đã tăng 150% so với giá trị của nó vào năm 1750.



Hình 1.7: Sự thay đổi nồng độ CO₂ trong không khí giữa năm 2002 với 2022 [6]

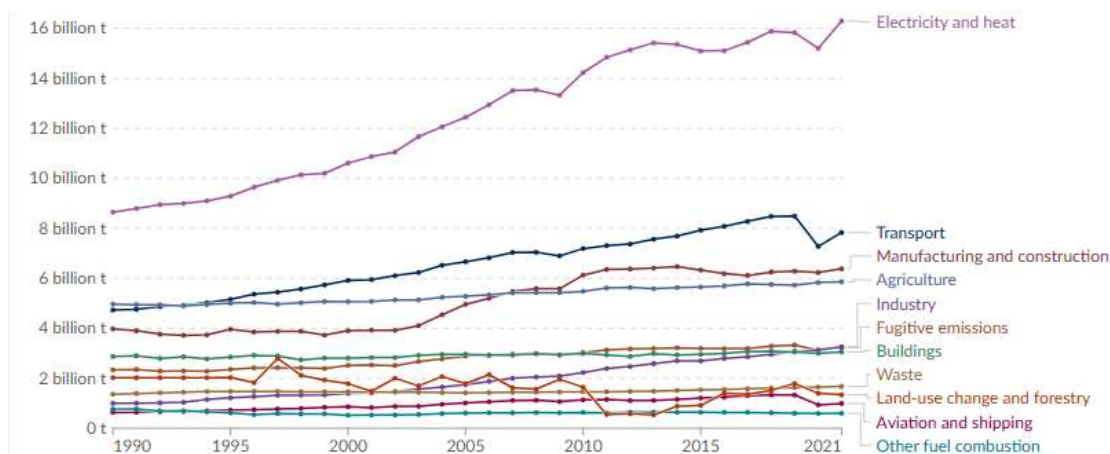
Qua hình có thể thấy được màu sắc thay đổi từ nhạt sang đậm khi lượng CO₂ tăng từ 365 phần triệu (ppm) vào năm 2002 lên hơn 420 ppm ở thời điểm hiện tại.

Khoảng một nửa lượng carbon dư thừa do các hoạt động của con người như sinh hoạt, sản xuất, khai thác, phát triển các ngành công nghiệp... thải ra hằng năm vẫn nằm trong khí quyển. Khi hấp thụ bức xạ Mặt Trời xuyên qua tầng khí quyển chiếu xuống mặt đất. Mặt đất nóng lên và bức xạ sóng dài vào khí quyển để CO₂ hấp thụ khiến nhiệt độ không khí tăng. Đây là nguyên nhân dẫn đến sự nóng lên của trái đất và biến đổi khí hậu hiện nay.

1.1.3 Ảnh hưởng của ngành giao thông vận tải đến việc biến đổi khí hậu

Giao thông vận tải nằm trong top những ngành công nghiệp tạo ra lượng khí nhà kính (CO₂) lớn nhất, chiếm 37% lượng khí thải toàn cầu do sử dụng nhiên liệu hóa thạch để làm nhiên liệu và tạo ra điện. Lượng khí thải từ ngành vận tải đã tăng với tốc độ trung bình hàng năm gần 1,7% từ năm 1990 đến năm 2021, nhanh hơn bất kỳ ngành nào khác. Ngành này chịu trách nhiệm cho khoảng một phần năm lượng khí thải GHG (khí nhà kính) và khoảng một nửa lượng oxit nito trong khí quyển.

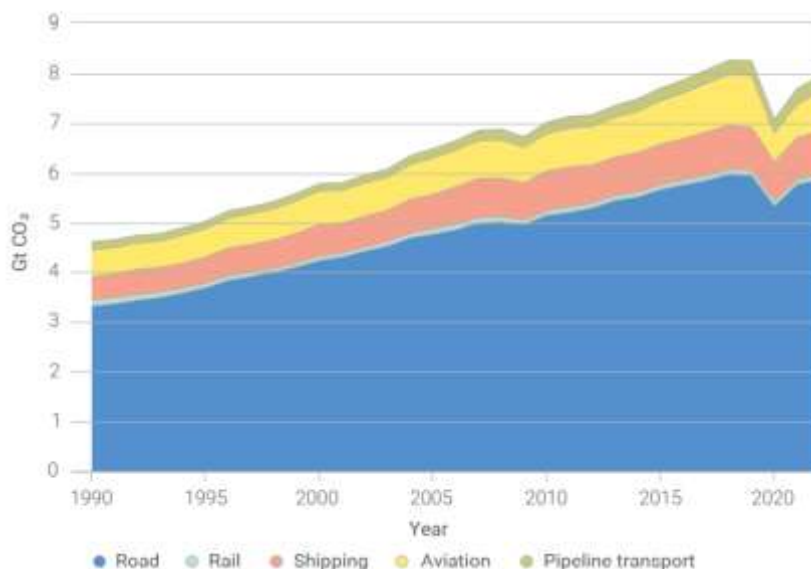
Thiết kế nâng cấp hệ thống xe Danabus diesel thành xe điện



Hình 1.8: Phát thải khí nhà kính theo ngành trên thế giới [7]

Theo dữ liệu năm 2022 của Cơ quan Năng lượng Quốc tế (IEA), tỉ lệ gây ô nhiễm không khí của các loại phương tiện: [8]

- Giao thông đường bộ là nguồn phát thải quan trọng nhất của các phân ngành vận tải, chiếm 74% lượng phát thải CO₂ toàn cầu của ngành vận tải.
- Vận tải biển là phân ngành có hàm lượng carbon cao thứ hai, chiếm 11% lượng phát thải CO₂ toàn cầu của ngành vận tải, tiếp theo là hàng không (10%).
- Vận tải đường sắt và đường ống là các phân ngành có hàm lượng carbon thấp nhất, chiếm lần lượt 1% và 4% tổng lượng phát thải CO₂ của ngành vào năm 2022.



Hình 1.9: Phân bổ khí thải CO₂ theo loại phương tiện trên toàn cầu năm 2022 [8]

1.2 Mục tiêu NET ZERO

Net Zero: hay "Phát thải ròng bằng 0", là một mục tiêu môi trường nhằm giảm lượng phát thải khí nhà kính (như CO₂, CH₄, N₂O) do con người gây ra xuống mức cân

bằng với khả năng hấp thụ hoặc loại bỏ khí thải của Trái Đất, đến mức mà tổng lượng khí thải ròng được giảm xuống bằng không.

Mục tiêu đạt được phát thải ròng bằng 0 nhằm giảm thiểu tác động của biến đổi khí hậu theo Thỏa thuận Paris, với hy vọng giữ mức tăng nhiệt độ toàn cầu dưới 2°C và nỗ lực hạn chế sự tăng nhiệt dưới mức 1.5°C so với mức trước thời kỳ công nghiệp.

Vấn đề này không chỉ đòi hỏi việc giảm thiểu phát thải từ các nguồn như giao thông, sản xuất công nghiệp và sản xuất điện năng, mà còn bao gồm việc tăng cường khả năng hấp thụ carbon thông qua các biện pháp như trồng rừng mới, bảo tồn rừng, công nghệ thu giữ và lưu trữ carbon. Cả chính phủ, doanh nghiệp và cá nhân đều cần cam kết giảm phát thải và hỗ trợ các giải pháp cho khả năng hấp thụ carbon, tạo ra một nền kinh tế toàn cầu ít carbon hơn và bền vững hơn.

1.2.1 Mục tiêu NET ZERO của các nước trên thế giới

Đề đối phó với biến đổi khí hậu, cộng đồng quốc tế đã cam kết hướng tới việc giảm phát thải khí nhà kính. Mục tiêu Net Zero đã trở thành trọng tâm trong chiến lược của nhiều quốc gia.

Tại COP29 (năm 2024), Mỹ, Anh, và Liên minh châu Âu đã cam kết đạt Net Zero vào năm 2050. Trung Quốc đặt mục tiêu vào năm 2060, trong khi Ấn Độ sẽ hoàn thành vào năm 2070. Điều này thể hiện nỗ lực toàn cầu trong việc sử dụng năng lượng tái tạo và giảm phụ thuộc vào nhiên liệu hóa thạch. Hơn 70 quốc gia, bao gồm cả những nước gây ô nhiễm nhất thế giới như Trung Quốc, Mỹ và Liên minh châu Âu (EU) đã đặt ra mục tiêu Net Zero, chiếm khoảng 76% lượng khí thải toàn cầu.

Bên cạnh đó, hơn 1.200 công ty đã đưa ra các mục tiêu dựa trên khoa học phù hợp với lộ trình Net Zero. Hơn 1.000 thành phố, hơn 1.000 tổ chức giáo dục và hơn 400 tổ chức tài chính đã tham gia chiến dịch “Race to Zero” (cuộc đua đến Net Zero), cam kết hành động một cách nghiêm túc, khẩn trương nhằm giảm một nửa lượng khí thải toàn cầu vào năm 2030.

1.2.2 Cam kết NET ZERO của Việt Nam

Việt Nam cam kết đạt Net Zero, đưa mức phát thải ròng về 0 vào năm 2050 tại Hội nghị thượng đỉnh về biến đổi khí hậu của Liên hợp quốc lần thứ 26 (COP26).

- Các cam kết và kế hoạch hành động: [9]

- 11/2021: Việt Nam cam kết giảm phát thải ròng bằng 0.
- 12/2021: Thành lập Ban chỉ đạo quốc gia triển khai cam kết tại COP26.
- 7-2022 : Thủ tướng phê duyệt Đề án triển khai COP26.
- 12-2022: Việt Nam ký thỏa thuận JETP, các đối tác G7 cam kết huy động 15,5 tỉ USD.
- 8-2023: Thủ tướng phê duyệt đề án triển khai JETP.

- Mục tiêu:



Hình 1.10: Mức chỉ tiêu giảm lượng phát thải [9]

Trong kế hoạch phát triển ngành điện đến năm 2030, mục tiêu về kiểm soát lượng khí nhà kính phát thải được đề ra là khoảng từ 204 đến 254 triệu tấn, dự kiến còn từ 27 đến 31 triệu tấn vào năm 2050. Chúng ta hướng tới việc giảm mức phát thải đạt đỉnh không vượt quá 170 triệu tấn vào năm 2030, với điều kiện rằng các cam kết theo JETP của các đối tác quốc tế được thực hiện đầy đủ và hiệu quả.

Thông qua Chiến lược quốc gia về biến đổi khí hậu và Chiến lược quốc gia về tăng trưởng xanh giai đoạn 2021-2030, tầm nhìn đến năm 2050, Chính phủ Việt Nam đặt mục tiêu đến năm 2030 sẽ giảm 43,5% lượng phát thải và sẽ đạt mức phát thải ròng bằng 0 vào năm 2050.

- Các biện pháp hướng tới Net Zero:

+ Sử dụng năng lượng tái tạo: phát triển năng lượng mặt trời, năng lượng gió, năng lượng không phát thải...

+ Tăng cường hiệu quả năng lượng: cải tiến công nghệ trong dây chuyền sản xuất, tiết kiệm năng lượng, tối ưu hoá việc sử dụng năng lượng...

+ Bảo vệ và trồng rừng: tăng độ phủ xanh của rừng, ngăn chặn việc chặt phá, huỷ hoại rừng...



Hình 1.11: Các biện pháp để đạt Net Zero của Việt Nam [9]

- Ngành giao thông vận tải chiếm phần lớn lượng phát thải khí nhà kính ở Việt Nam. Vì vậy cần phải đẩy mạnh các hoạt động làm giảm mức phát thải của ngành này để đạt được mục tiêu Net Zero. Các biện pháp để giảm phát thải:

+ Chuyển đổi vận tải hành khách từ phương tiện cá nhân sang phương tiện giao thông công cộng và thân thiện môi trường.

+ Giới hạn mức tiêu thụ nhiên liệu đối với xe cơ giới sản xuất, lắp ráp và nhập khẩu mới.

+ Chuyển đổi phương thức vận tải từ đường bộ sang các phương thức vận tải thân thiện môi trường như đường sắt, đường thủy nội địa và đường ven biển.

+ Phát triển phương tiện sử dụng nhiên liệu thân thiện môi trường như: Sử dụng xe buýt CNG...

+ Khuyến khích sử dụng nhiên liệu sinh học, mở rộng phối trộn.

+ Sử dụng xe máy điện, ô tô điện và xe buýt điện.

1.3 Hiện trạng và định hướng phát triển giao thông bền vững tại Đà Nẵng

1.3.1 Hiện trạng phát thải tại thành phố Đà Nẵng

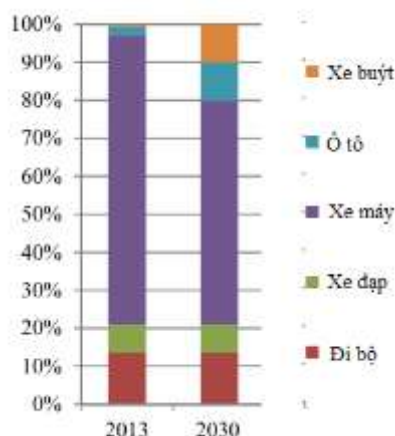
Hoạt động giao thông vận tải là một trong những nguồn gây tác động lớn đối với môi trường không khí đô thị thành phố. Theo Sở GTVT, đô thị hóa nhanh kết hợp với nhu cầu đi lại tăng cao từ đó gia tăng số lượng phương tiện di chuyển trên địa bàn làm tiêu thụ nhiên liệu (xăng, dầu) và tạo ra lượng khí thải lớn là nguyên nhân chính tạo sức ép cũng như gây ô nhiễm không khí.

Bảng 1.1: Lượng phát thải CO₂ tại Đà Nẵng năm 2013 và dự đoán năm 2030 [10]

Nguồn	2013		2030	
	Lượng phát thải (nghìn tấn)	%	Lượng phát thải (nghìn tấn)	%
Nông nghiệp	2	0,1	12	0.1
Công nghiệp	880	33	5779	42.6

Nguồn	2013		2030	
	Lượng phát thải (nghìn tấn)	%	Lượng phát thải (nghìn tấn)	%
Thương mại	151	5,7	1169	8,6
Sinh hoạt	459	17,2	1235	9,1
Vận tải hành khách	546	20,5	1838	13,5
Vận tải hàng hóa	626	23,5	3131	26
Tổng	2,665	100	13563	100

Năm 2013, vận tải chiếm 44% tổng phát thải — là nguồn lớn nhất, vượt cả công nghiệp. Đến 2030, phát thải vận tải vẫn chiếm khoảng 36–39% tổng phát thải, dù có giảm tỷ trọng tương đối do các ngành khác tăng mạnh. Vì vậy ưu tiên giảm phát thải vận tải là then chốt để đạt mục tiêu NETZERO và phát triển bền vững ở Đà Nẵng.



Hình 1.12: Tỷ trọng phương thức vận tải tại Đà Nẵng [10]

Trong cơ cấu phương tiện giao thông tại Đà Nẵng, xe máy đang chiếm tỷ trọng áp đảo, gây ra nhiều hệ lụy nghiêm trọng như ùn tắc giao thông, ô nhiễm không khí và gia tăng phát thải khí nhà kính từ khu vực vận tải.

=> Từ những phân tích trên, có thể khẳng định: phát triển giao thông công cộng là hướng đi tất yếu để giảm tải hệ thống giao thông, giảm phát thải khí nhà kính và nâng cao chất lượng sống đô thị. Trong đó, việc ưu tiên phát triển hệ thống xe buýt hiện đại, sạch và tiện lợi cần được đặt làm trọng tâm trong chiến lược giao thông bền vững của thành phố.

1.3.2 Tình hình giao thông công cộng và định hướng phát triển bền vững

Các phương tiện giao thông trong thành phố là nguồn gây ô nhiễm lớn cho không khí và là nguyên nhân của các vấn đề như tắc đường, ảnh hưởng đến sức khỏe con người.

Để giảm sức ép lên môi trường không khí, thành phố đã thực hiện khuyến khích phát triển hình thức vận tải hành khách công cộng bằng xe buýt. Toàn thành phố hiện có 20 tuyến, trong đó có 90 xe Danabus 26 chỗ đang hoạt động trong các tuyến trợ giá.

Thiết kế nâng cấp hệ thống xe Danabus diesel thành xe điện



Hình 1.13: Xe buýt công cộng Danabus [11]



Hình 1.14: Các tuyến xe buýt công cộng ở Đà Nẵng [11]

Hiện nay, thành phố Đà Nẵng đang không ngừng phát triển vận tải hành khách công cộng cả về chất và lượng; tăng hiệu quả đầu tư phát triển xe buýt công cộng phù hợp với chiến lược phát triển giao thông xanh và bền vững của thành phố.

Sử dụng xe buýt mang lại nhiều lợi ích cho cá nhân, cộng đồng và môi trường. Đối với cá nhân, xe buýt giúp tiết kiệm chi phí xăng xe, bảo dưỡng phương tiện và chi phí đỗ xe. Hành khách còn có thể tận dụng thời gian trên xe buýt để thư giãn, đọc sách hoặc nghe nhạc, thay vì phải căng thẳng lái xe trong tình trạng kẹt xe.

Về mặt xã hội, xe buýt giúp giảm đáng kể số lượng xe cá nhân trên đường, góp phần giảm ùn tắc giao thông, đặc biệt là trong giờ cao điểm. Quan trọng hơn, việc sử dụng xe buýt giúp giảm lượng khí thải CO₂, bảo vệ môi trường, góp phần vào mục tiêu xây dựng một thành phố xanh, sạch, đẹp. Đà Nẵng đã và đang hướng tới phát triển một hệ thống giao thông thân thiện với môi trường, trong đó xe buýt đóng vai trò quan trọng.

1.4 Xu hướng chuyển đổi xe buýt điện trên thế giới và ở Việt Nam

1.4.1 Xu hướng sử dụng xe buýt điện làm phương tiện công cộng

Phân tích và đánh giá hoạt động của các nhà sản xuất xe ô tô chở hàng và xe buýt hiện đại cho thấy các quy trình cải tiến tập trung vào việc hạn chế mức tiêu thụ điện năng và giảm mức phát thải chất ô nhiễm trong khí thải, cũng như tăng hiệu quả của các biện pháp an toàn chủ động và thụ động. Hậu quả tiêu cực của sự gia tăng ô tô, thể hiện ở ô nhiễm môi trường do các sản phẩm có hại trong khí thải, được thừa nhận là một trong những yếu tố quan trọng chính của sự phát triển xã hội trong tương lai.

Quá trình đô thị hóa và sự gia tăng số lượng các thành phố lớn đã đưa ra ý tưởng sử dụng rộng rãi hơn phương tiện giao thông công cộng tuân thủ các yêu cầu về môi trường. Phương tiện giao thông công cộng trở nên thân thiện hơn với môi trường, xe buýt điện được sử dụng ngày càng nhiều.

Việc áp dụng xe buýt điện trong đội xe công cộng đô thị đang phát triển trên toàn thế giới. Theo Triển vọng xe điện năm 2024, “Xe buýt thành phố tiếp tục điện khí hóa với tốc độ nhanh chóng và vượt quá 60% doanh số bán hàng vào năm 2030, đạt 83% vào năm 2040 và sẽ chiếm 86% đội xe toàn cầu. [11]

Những lợi ích của xe buýt điện:

- Giảm ô nhiễm không khí: Không phát thải khí ô nhiễm như CO₂, NO_x hay bụi mịn, giúp cải thiện chất lượng không khí và giảm ô nhiễm.
- Tiết kiệm chi phí: chi phí bảo trì và vận hành thường thấp hơn so với xe buýt chạy bằng nhiên liệu hóa thạch.
- Cải thiện hiệu suất: Động cơ điện cung cấp mô-men xoắn tức thì, giúp xe buýt tăng tốc nhanh và mượt mà hơn. Hiệu suất chuyển đổi của động cơ điện cao.
- Giảm tiếng ồn: hoạt động êm ái, giảm ô nhiễm tiếng ồn trong đô thị
- Thân thiện với môi trường: sử dụng năng lượng tái tạo giúp giảm tác động đến môi trường. Giảm phụ thuộc vào nhiên liệu hóa thạch

Như vậy, sự phát triển của xe buýt điện là không thể bàn cãi và trong thời gian tới, có thể đây sẽ là phương án tối ưu cho mục tiêu giảm thiểu phát thải khí nhà kính, bảo vệ môi trường.

1.4.2 Xu hướng chuyển đổi xe buýt điện trên thế giới và ở Việt Nam

❖ Trên thế giới

Hiện nay trên thế giới, xu hướng chuyển đổi những phương tiện công cộng già cũ sử dụng nhiên liệu hoá thạch thành xe sử dụng điện đang trở thành một phần quan trọng trong chiến lược phát triển bền vững của nhiều thành phố. Điều này không chỉ giúp giảm ô nhiễm không khí mà còn giảm tiếng ồn và tiết kiệm chi phí vận hành.

Việc chuyển đổi xe buýt chạy bằng dầu diesel sang xe điện chạy bằng pin là một giải pháp thay thế tốt cho việc mua lại mới một chiếc xe buýt điện, nó rẻ hơn, bền vững hơn, nhanh hơn và có lợi cho môi trường.

Để đạt được các mục tiêu của EU – chỉ riêng tại châu Âu, ít nhất 38.000 xe buýt sẽ phải chạy bằng điện vào năm 2030 và phải đạt được mục tiêu giảm 55% lượng CO₂. Nhưng trên thực tế, năng lực sản xuất dự kiến của các nhà sản xuất xe buýt điện hiện tại là tối đa 9.100 xe buýt điện vào năm 2030, chưa thể đạt được mục tiêu sử dụng xe buýt điện để giảm thiểu lượng CO₂ thải ra môi trường [12]. Vì vậy, việc chuyển đổi các xe buýt cũ chạy bằng động cơ đốt trong thành xe buýt chạy bằng điện sẽ là giải pháp bổ sung để nhanh chóng gia tăng số lượng xe buýt xanh cho ngành vận tải.

❖ Ở Việt Nam

Ở Việt Nam, chú trọng phát triển phương tiện giao thông công cộng sử dụng năng lượng xanh là rất cần thiết để giảm phát thải và hướng tới mục tiêu Net Zero vào năm 2050. Mục tiêu đề ra là năm 2025 bắt đầu sử dụng xe buýt điện và ước đạt tỷ lệ sử dụng 30% vào 2030[12].

Giải pháp chuyển đổi xe buýt sử dụng động cơ đốt trong thành xe buýt điện càng là giải pháp tối ưu giúp nhanh chóng chuyển đổi xe buýt công cộng thành phương tiện xanh. Hiện nay, nước ta có 8.746 xe buýt, 89% trong số đó là xe buýt diesel. Khi ngừng hoàn toàn phương tiện giao thông sử dụng năng lượng hoá thạch, lượng xe buýt này sẽ bị lãng phí. Vì vậy, chuyển đổi xe buýt diesel thành xe điện sẽ giúp giảm ô nhiễm và tận dụng tối đa nguồn tài nguyên sẵn có.

CHƯƠNG 2: CÁC PHƯƠNG ÁN CHUYỂN ĐỔI XE BUÝT ĐIỆN

2.1 Các phương án chuyển đổi

2.1.1 Khái quát về lịch sử phát triển xe điện

Xe điện không phải là một ý tưởng mới mẻ mà thực sự đã có một lịch sử dài đáng kể. Từ thế kỷ 19, các phương tiện chạy bằng điện đã cạnh tranh đối đầu với những chiếc xe chạy bằng hơi nước.

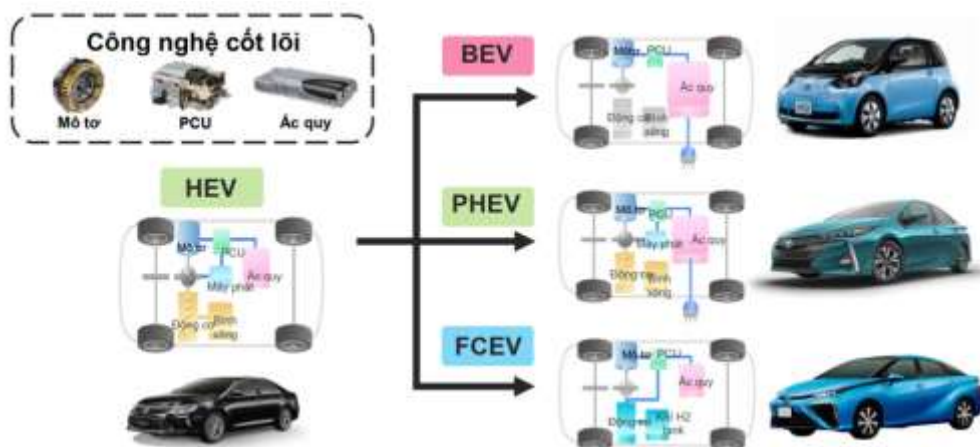
Vào khoảng những năm 1832 và 1839, Robert Anderson, một người Scotland, đã sáng chế ra loại xe điện chuyên chở đầu tiên. Năm 1842, hai nhà phát minh Mỹ là Thomas Davenport và người Scotland Robert Davidson trở thành những người đầu tiên áp dụng pin cho xe điện. Đến năm 1865, Camille Faure đã thành công trong việc cải thiện khả năng lưu trữ điện trong pin, giúp xe điện di chuyển được xa hơn. Pháp và Anh là hai quốc gia tiên phong đưa xe điện vào hệ thống giao thông vào cuối thế kỷ 18. Đến năm 1935, xe điện đã gần như biến mất do không cạnh tranh được về chi phí nguyên liệu và giá thành chế tạo so với ô tô sử dụng động cơ đốt trong.

Bắt đầu từ thập niên 60, 70 của thế kỷ 20, thế giới phải đối mặt với hai vấn đề lớn mang tính toàn cầu. Các nguồn năng lượng hóa thạch như dầu mỏ, than đá bắt đầu cạn kiệt. Môi trường ngày càng ô nhiễm nghiêm trọng, trong đó nguồn phát thải lớn là từ các phương tiện giao thông, đặc biệt là ô tô chạy bằng xăng. Trong bối cảnh đó, ta thấy rằng ô tô điện là giải pháp tối ưu cho cả hai vấn đề lớn, đó là lý do khiến nó trở thành mối quan tâm đặc biệt từ nửa sau thế kỷ 20 trở lại đây và càng ngày càng trở thành mối quan tâm lớn của ngành công nghiệp ô tô và các nhà khoa học trên toàn thế giới.

2.1.2 Phân loại

Các cấp độ xe xanh sẽ được phân loại theo mức độ phát thải khí CO₂ (khí gây hiệu ứng nhà kính) ra môi trường cũng như vai trò của động cơ điện. Theo cách phân chia này, trên thị trường hiện có 4 loại chính lần lượt như sau:

- Hybrid (HEV - xăng lai điện)
- Plug-in Hybrid (PHEV - xe hybrid có cắm sạc)
- BEV (xe thuần điện chạy pin)
- FCEV (xe điện sử dụng pin nhiên liệu hydro).



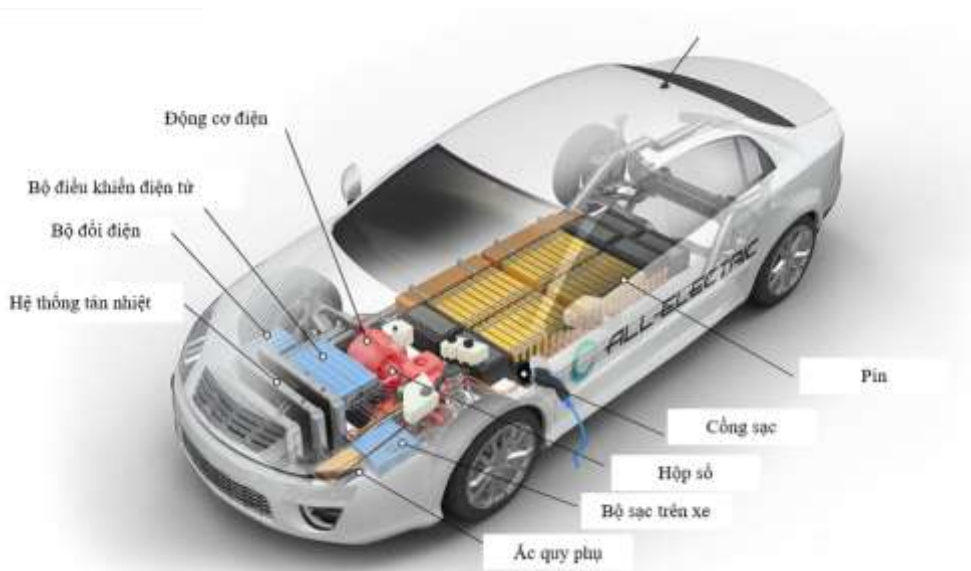
Hình 2.1: Phân loại xe điện [12]

a. Xe thuần điện BEV (Battery Electric Vehicle)

Xe chạy hoàn toàn bằng điện, còn được gọi là xe điện chạy bằng pin (BEV), có động cơ điện thay vì động cơ đốt trong. Xe sử dụng bộ pin có sức kéo lớn để cung cấp năng lượng cho động cơ điện và phải được cắm vào ổ cắm trên tường hoặc thiết bị sạc. Một số dòng xe BEV trên thị trường là Vinfast VF8, Tesla Model 3

Xe điện BEV, so với các loại xe động cơ đốt trong truyền thống, thì nó khá đơn giản và dễ vận hành. Cấu trúc hệ thống truyền lực đơn giản nhất bao gồm một pin điện áp cao, một động cơ điện với bộ điều khiển điện tử công suất và một hộp số tốc độ đơn (hoặc 2 cấp). BEV còn được gọi là xe điện thuần túy, để phân biệt với Xe điện Hybrid (HEV), có hệ thống truyền lực hybrid (động cơ đốt trong cộng với động cơ điện).

❖ Cấu tạo:



Hình 2.2: Cấu tạo xe điện BEV [13]

- Ắc quy (phụ trợ hoàn toàn bằng điện): Trong xe dẫn động điện, ắc quy phụ cung cấp điện cho các phụ kiện của xe.

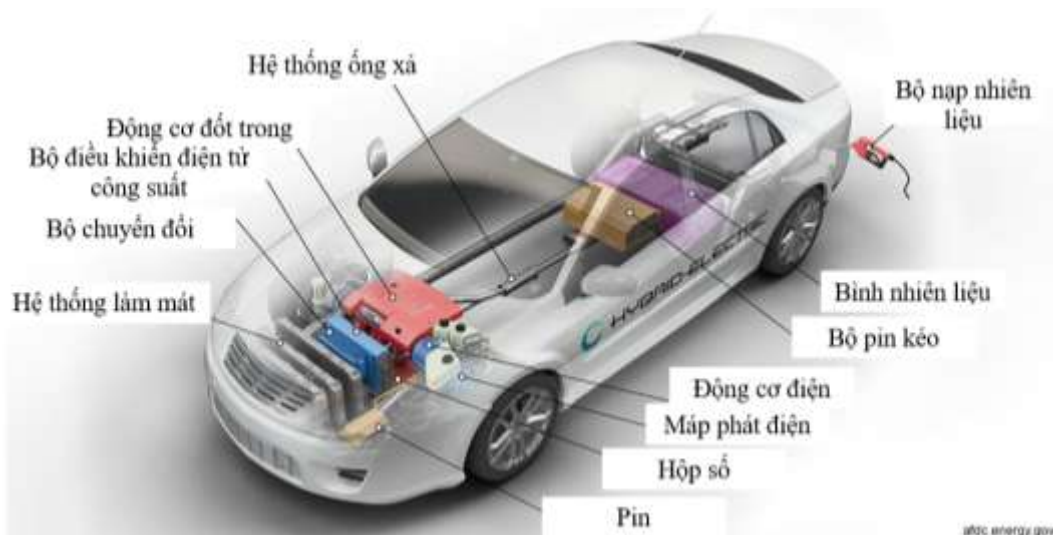
- **Cổng sạc:** Cổng sạc cho phép xe kết nối với nguồn điện bên ngoài để sạc bộ pin kéo.
- **Bộ chuyển đổi DC/DC:** Thiết bị này chuyển đổi nguồn DC có điện áp cao hơn từ bộ ắc quy xe kéo sang nguồn DC có điện áp thấp hơn cần thiết để chạy các phụ kiện của xe và sạc lại ắc quy phụ.
- **Động cơ điện kéo:** Sử dụng năng lượng từ bộ pin kéo, động cơ này dẫn động các bánh xe của xe. Một số phương tiện sử dụng động cơ máy phát điện thực hiện cả chức năng truyền động và tái tạo.
- **Bộ sạc tích hợp:** Lấy nguồn điện xoay chiều được cung cấp qua cổng sạc và chuyển đổi thành nguồn DC để sạc pin kéo. Nó cũng giao tiếp với thiết bị sạc và theo dõi các đặc tính của pin như điện áp, dòng điện, nhiệt độ và trạng thái sạc trong khi sạc bộ sạc.
- **Bộ điều khiển điện tử công suất:** Bộ phận này quản lý dòng năng lượng điện được cung cấp bởi pin kéo, kiểm soát tốc độ của động cơ kéo điện và mô-men xoắn mà nó tạo ra.
- **Hệ thống nhiệt (làm mát):** Hệ thống này duy trì phạm vi nhiệt độ hoạt động thích hợp của động cơ, động cơ điện, thiết bị điện tử công suất và các bộ phận khác.
- **Bộ pin kéo:** Lưu trữ điện để sử dụng cho động cơ kéo điện.
- **Hộp số (điện):** Hộp số truyền năng lượng cơ học từ động cơ kéo điện để dẫn động các bánh xe.

b. Xe Hybrid (HEV – Hybrid Electric Vehicles)

Xe hybrid HEV là loại phương tiện vận tải sử dụng cả năng lượng từ động cơ đốt trong và động cơ điện. Điểm đặc biệt của xe này là khả năng lưu trữ năng lượng trong pin, không cần sạc như các xe điện thông thường. Thay vào đó, pin được sạc thông qua cơ chế phanh tái tạo và từ năng lượng của động cơ đốt trong.

Việc sử dụng động cơ điện để hỗ trợ cung cấp công suất cho xe có thể giúp giảm kích thước của động cơ đốt trong, tạo ra sự hiệu quả hơn trong việc tiết kiệm nhiên liệu. Pin cũng có thể cung cấp năng lượng cho các thiết bị phụ trợ trên xe và giảm tải cho động cơ khi xe đang dừng đèn đỏ chẳng hạn. Nhờ tính năng kết hợp này, xe hybrid HEV mang lại hiệu quả vượt trội về tiết kiệm nhiên liệu mà không ảnh hưởng đến hiệu suất hoạt động của xe.

❖ Cấu tạo



Hình 2.3:Cấu tạo xe điện BEV [13]

- **Ắc quy (phụ):** Trong xe dẫn động điện, ắc quy phụ điện áp thấp cung cấp điện để khởi động xe trước khi kích hoạt ắc quy kéo; nó cũng cung cấp năng lượng cho các phụ kiện xe.
- **Bộ chuyển đổi DC/DC:** Thiết bị này chuyển đổi nguồn DC có điện áp cao hơn từ bộ ắc quy xe kéo sang nguồn DC có điện áp thấp hơn cần thiết để chạy các phụ kiện của xe và sạc lại ắc quy phụ.
- **Máy phát điện:** Tạo ra điện từ các bánh xe quay trong khi phanh, truyền năng lượng đó trở lại bộ pin kéo. Một số phương tiện sử dụng động cơ máy phát điện thực hiện cả chức năng truyền động và tái tạo.
- **Động cơ điện kéo:** Sử dụng năng lượng từ bộ pin kéo, động cơ này dẫn động các bánh xe của xe. Một số phương tiện sử dụng động cơ máy phát điện thực hiện cả chức năng truyền động và tái tạo.
- **Hệ thống ống xả:** Hệ thống xả dẫn khí thải từ động cơ ra ngoài qua ống xả. Chất xúc tác ba chiều được thiết kế để giảm lượng khí thải ra khỏi động cơ trong hệ thống ống xả.
- **Bộ nạp nhiên liệu:** Một vòi từ bộ phân phối nhiên liệu gắn vào thùng chứa trên xe để đổ đầy bình.
- **Bình xăng (xăng):** Bình này chứa xăng trên xe cho đến khi động cơ cần đến.
- **Động cơ đốt trong (đánh lửa bằng tia lửa điện):** Trong cấu hình này, nhiên liệu được phun vào đường ống nạp hoặc buồng đốt, nơi nhiên liệu được kết hợp với không khí và hỗn hợp không khí/nhiên liệu được đốt cháy bằng tia lửa từ bugi.
- **Bộ điều khiển điện tử công suất:** Bộ phận này quản lý dòng năng lượng điện được cung cấp bởi pin kéo, kiểm soát tốc độ của động cơ kéo điện và mô-men xoắn mà nó tạo ra.

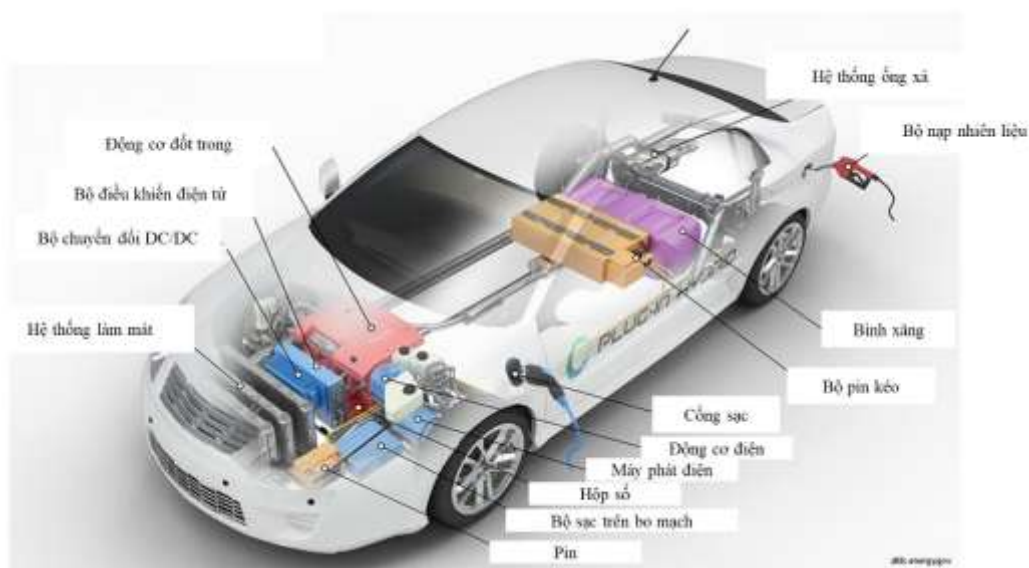
- Hệ thống nhiệt (làm mát): Hệ thống này duy trì phạm vi nhiệt độ hoạt động thích hợp của động cơ, động cơ điện, thiết bị điện tử công suất và các bộ phận khác.
- Bộ pin kéo: Lưu trữ điện để sử dụng cho động cơ kéo điện.
- Hộp số: Hộp số truyền năng lượng cơ học từ động cơ hoặc động cơ kéo điện để dẫn động các bánh xe.

c. Xe hybrid cắm sạc (PHEV – Plug-in Hybrid Electric Vehicles)

Plug-in Hybrid Electric Vehicle, viết tắt là PHEV, dịch nguyên nghĩa là Xe điện lai có cắm điện, tức là xe điện Hybrid có thể cắm sạc điện bên ngoài. Sau đây chúng ta gọi là Xe điện Plug-in Hybrid hoặc Xe Plug-in Hybrid hay đơn giản là PHEV.

Xe kết hợp Plugin Hybrid PHEV sử dụng một viên pin khá to để cung cấp năng lượng cho động cơ điện, kết hợp với một loại nhiên liệu khác như xăng hoặc dầu diesel, để thúc đẩy động cơ hoặc nguồn năng lượng khác. PHEV có thể sạc pin thông qua các thiết bị sạc như cắm vào trạm sạc, động cơ và hệ thống phanh tái chế. Việc sử dụng điện từ lưới điện để vận hành xe một phần hoặc toàn bộ thời gian giúp giảm chi phí và tiêu thụ nhiên liệu so với các phương tiện thông thường. PHEV cũng có thể giảm lượng khí thải phát ra, tùy thuộc vào nguồn điện và cách vận hành xe khi hoạt động hoàn toàn bằng điện.

❖ Cấu tạo



Hình 2.4: Cấu tạo xe điện BEV [13]

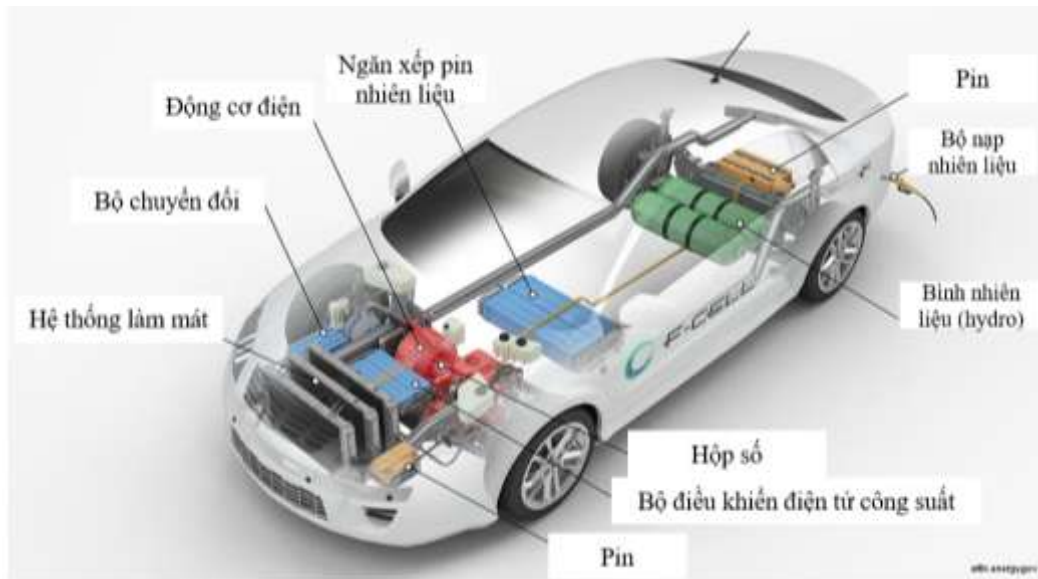
- Ắc quy (phụ): Trong xe dẫn động điện, ắc quy phụ điện áp thấp cung cấp điện để khởi động xe trước khi kích hoạt ắc quy kéo; nó cũng cung cấp năng lượng cho các phụ kiện xe.
- Cổng sạc: Cổng sạc cho phép xe kết nối với nguồn điện bên ngoài để sạc bộ pin kéo.

- Bộ chuyển đổi DC/DC: Thiết bị này chuyển đổi nguồn DC có điện áp cao hơn từ bộ ắc quy xe kéo sang nguồn DC có điện áp thấp hơn cần thiết để chạy các phụ kiện của xe và sạc lại ắc quy phụ.
- Máy phát điện: Tạo ra điện từ các bánh xe quay trong khi phanh, truyền năng lượng đó trở lại bộ pin kéo. Một số phương tiện sử dụng động cơ máy phát điện thực hiện cả chức năng truyền động và tái tạo.
- Động cơ điện kéo: Sử dụng năng lượng từ bộ pin kéo, động cơ này dẫn động các bánh xe của xe. Một số phương tiện sử dụng động cơ máy phát điện thực hiện cả chức năng truyền động và tái tạo.
- Hệ thống xả: Hệ thống xả dẫn khí thải từ động cơ ra ngoài qua ống xả. Chất xúc tác ba chiều được thiết kế để giảm lượng khí thải ra khỏi động cơ trong hệ thống ống xả.
- Máy nạp nhiên liệu: Một vòi từ bộ phân phối nhiên liệu gắn vào thùng chứa trên xe để đổ đầy bình.
- Bình xăng (xăng): Bình này chứa xăng trên xe cho đến khi động cơ cần đến.
- Động cơ đốt trong (đánh lửa bằng tia lửa điện): Trong cấu hình này, nhiên liệu được phun vào đường ống nạp hoặc buồng đốt, nơi nhiên liệu được kết hợp với không khí và hỗn hợp không khí/nhiên liệu được đốt cháy bằng tia lửa từ bugi.
- Bộ sạc tích hợp: Lấy nguồn điện xoay chiều được cung cấp qua công sạc và chuyển đổi thành nguồn DC để sạc pin kéo. Nó cũng giao tiếp với thiết bị sạc và theo dõi các đặc tính của pin như điện áp, dòng điện, nhiệt độ và trạng thái sạc trong khi sạc bộ sạc.
- Bộ điều khiển điện tử công suất: Bộ phận này quản lý dòng năng lượng điện được cung cấp bởi pin kéo, kiểm soát tốc độ của động cơ kéo điện và mô-men xoắn mà nó tạo ra.
- Hệ thống nhiệt (làm mát): Hệ thống này duy trì phạm vi nhiệt độ hoạt động thích hợp của động cơ, động cơ điện, thiết bị điện tử công suất và các bộ phận khác.
- Bộ pin kéo: Lưu trữ điện để sử dụng cho động cơ kéo điện.
- Hộp số: Hộp số truyền năng lượng cơ học từ động cơ và/hoặc động cơ kéo điện để dẫn động các bánh xe.

d. Xe điện chạy bằng nhiên liệu hydro (FCEV – Fuel Cell Electric Vehicles)

Xe điện chạy bằng pin nhiên liệu (FCEV) là loại xe sử dụng hệ thống đẩy tương tự như xe điện thông thường. Điểm đặc biệt của FCEV chính là việc năng lượng được lưu trữ dưới dạng hydro và sau đó chuyển đổi thành điện năng thông qua pin nhiên liệu. Khác với các loại xe sử dụng động cơ đốt trong truyền thống, FCEV không phát ra khí thải gây hại cho môi trường, giúp giảm thiểu tác động tiêu cực đến không khí và sức khỏe con người.

❖ Cấu tạo



Hình 2.5: Cấu tạo xe FCEV [13]

- **Ắc quy (phụ):** Trong xe dẫn động điện, ắc quy phụ điện áp thấp cung cấp điện để khởi động xe trước khi kích hoạt ắc quy kéo; nó cũng cung cấp năng lượng cho các phụ kiện xe.
- **Bộ pin:** Pin điện áp cao này lưu trữ năng lượng được tạo ra từ phản tái tạo và cung cấp năng lượng bổ sung cho động cơ kéo điện.
- **Bộ chuyển đổi DC/DC:** Thiết bị này chuyển đổi nguồn DC có điện áp cao hơn từ bộ ắc quy xe kéo sang nguồn DC có điện áp thấp hơn cần thiết để chạy các phụ kiện của xe và sạc lại ắc quy phụ.
- **Động cơ điện kéo (FCEV):** Sử dụng năng lượng từ pin nhiên liệu và bộ pin kéo, động cơ này dẫn động các bánh xe của xe. Một số phương tiện sử dụng động cơ máy phát điện thực hiện cả chức năng truyền động và tái tạo.
- **Ngăn xếp tế bào nhiên liệu:** Tập hợp các điện cực màng riêng lẻ sử dụng hydro và oxy để sản xuất điện.
- **Máy nạp nhiên liệu:** Một vòi từ bộ phân phối nhiên liệu gắn vào thùng chứa trên xe để đổ đầy bình.
- **Bình nhiên liệu (hydro):** Lưu trữ khí hydro trên xe cho đến khi pin nhiên liệu cần đến.
- **Bộ điều khiển điện tử công suất (FCEV):** Bộ phận này quản lý dòng năng lượng điện được cung cấp bởi pin nhiên liệu và pin kéo, kiểm soát tốc độ của động cơ kéo điện và mô-men xoắn mà nó tạo ra.
- **Hệ thống nhiệt (làm mát) - (FCEV):** Hệ thống này duy trì phạm vi nhiệt độ hoạt động thích hợp của pin nhiên liệu, động cơ điện, thiết bị điện tử công suất và các bộ phận khác.

- Hộp số (điện): Hộp số truyền năng lượng cơ học từ động cơ kéo điện để dẫn động các bánh xe.

2.2 Lựa chọn phương án chuyển đổi

2.2.1 Giới thiệu tổng quan về xe Danabus Đà Nẵng

Bảng 2.1: Thông số kỹ thuật xe buýt DanaBus – Gazelle City A68R52/B26 [14]

Kích thước	Giá Trị
Dài x Rộng x Cao (mm)	6800 x 2200 x 2720
Chiều dài cơ sở (mm)	3950
Vệt bánh xe trước / sau	1750 / 1560
Khoảng sáng gầm xe (mm)	150
Bán kính quay vòng nhỏ nhất (m)	6.9
Khả năng leo dốc (%)	30.5
Tốc độ tối đa (Km/h)	107
Dung tích thùng nhiên liệu (l)	80
Trọng Lượng	
Trọng lượng không tải (kg)	3400
Trọng lượng toàn tải (kg)	4990
Số chỗ ngồi	26 (18 chỗ ngồi + 8 chỗ đứng)
Động cơ	
Kiểu động cơ	Cummins ISF2.8s5F148, Euro V
Loại động cơ	Diesel, 4 kì, 4 xi lanh thẳng hàng, turbo tăng áp, làm mát khí nạp, phun nhiên liệu điều khiển điện tử
Công suất cực đại (PS/rpm)	140/3400
Mô men xoắn cực đại (Nm/rpm)	320/1400-2700
Thể tích bình xăng (l)	80

Dung tích xi lanh (cc)	2776
Hộp số	
Loại	Cơ khí, 5 số tiến, 1 số lùi
Lốp	
Thông số lốp (trước/sau)	195/75R16C
Hệ thống lái	Bánh răng-thanh răng, trợ lực thủy lực
Hệ Thống treo	
Trước	Độc lập, lò xo xoắn, giảm chấn thủy lực
Sau	Phụ thuộc, nhíp lá+bầu hơi, giảm chấn thủy lực
Hệ thống phanh	Thủy lực trợ lực chân không, phanh đĩa có trang bị ABS và EBD

a. Tổng quan

DanaBus – Sản phẩm xe Mini City bus cao cấp theo tiêu chuẩn Châu Âu, kiểu dáng hiện đại, năng động rất phù hợp với xu thế phục vụ cho thành phố hiện đại, năng động. Sức mạnh và chất lượng vượt trội vượt qua mọi thử thách. Công nghệ tiên tiến mang đến sự an toàn, thoải mái.



Hình 2.6: Xe buýt DanaBus

b. Ngoại thất

Xe buýt DanaBus một thiết kế đột phá với kiểu dáng hoàn toàn mới, hiện đại, năng động. Xe buýt DanaBus sở hữu thông số kích thước chiều Dài x Rộng x Cao lần lượt là

6.800 x 2.200 x 2.720 (mm), chiều dài cơ sở đạt 3.950 mm và khoảng sáng gầm xe là 150 mm.



Hình 2.7: Tổng quan xe buýt Dana Bus [7]

c. Nội thất

Nội thất xe buýt DanaBus được thiết kế rộng rãi, cabin thoải mái và rộng rãi. Các tính năng đặc biệt của cabin bao gồm các chi tiết tinh tế, tiêu chuẩn châu Âu, vật liệu nội thất cao cấp. Với hệ thống chuông - đèn báo lên xuống xe. Các ghế đã được thử nghiệm và đã được chứng minh là thoải mái và thuận tiện cho người dùng. Không chỉ vậy, xe còn được thiết kế một không gian rộng và ở giữa ngăn dành cho người dùng xe lăn hoặc người có xe đẩy đứng. Đồng thời, nội thất trang bị hiện đại và tiện nghi với điều hòa tiêu chuẩn kết hợp cùng các cửa gió được trang bị đến từng vị trí ghế ngồi, có cơ cấu đóng mở phù hợp, thuận tiện cho hành khách sử dụng.





Hình 2.8: Nội thất xe buýt Danabus

2.2.2 Giới thiệu động cơ, khung gầm, hệ thống treo

a. Động cơ

Động cơ Cummins ISF 2.8s5F148, tiêu chuẩn Euro V, vận hành mạnh mẽ, tiết kiệm nhiên liệu. Loại này nhẹ, nhỏ gọn và động cơ hiệu quả kết hợp vượt trội công suất và mô-men xoắn với thời gian sử dụng lâu dài cuộc sống, hiệu suất tuyệt vời và thấp sự tiêu thụ dầu.

Được xây dựng bằng cách sử dụng các thành phần được cung cấp bởi nhà sản xuất hàng đầu toàn cầu đó là được biết đến với độ tin cậy vượt trội. Là sự lựa chọn lý tưởng cho xe dự kiến sẽ hoạt động với hiệu suất cao khối lượng công việc.



Hình 2.8: Động cơ trên DanaBus [6]

b. Thân & Khung gầm

Xe buýt DanaBus được phát triển dựa trên nền tảng khung gầm đã trải qua quá trình thử nghiệm kỹ lưỡng trên đường và đã được chứng minh bởi thời gian hoạt động của dòng xe thương mại hạng nhẹ xe buýt DanaBus. Được xây dựng trên cơ sở kinh nghiệm và công nghệ tiên tiến, xe buýt DanaBus không chỉ đảm bảo chất lượng vượt trội mà còn tạo ra một trải nghiệm đi lại hiệu quả và tiện lợi cho người sử dụng.



Hình 2.9: Khung gầm trên DanaBus [6]

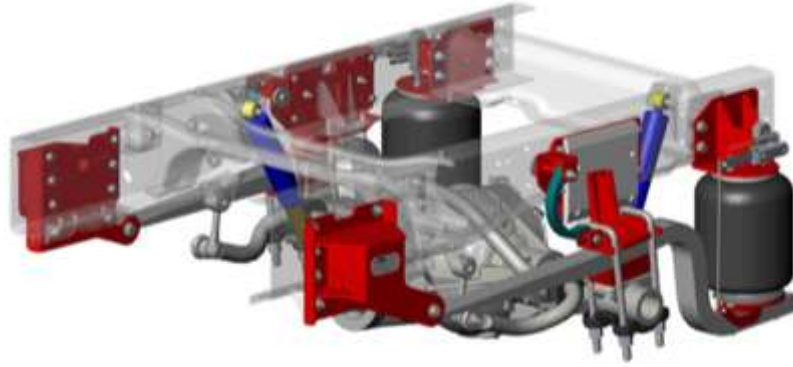
Xe buýt DanaBus được sản xuất với các bộ phận được mạ kẽm, có chứa chất xúc tác bảo vệ chống ăn mòn. Điều này giúp đảm bảo rằng xe không bị ảnh hưởng bởi sự ăn mòn trong suốt thời gian dài, cụ thể là trong khoảng thời gian lên đến 8 năm, bất kể quãng đường đi đã được hoàn thành. Điều này cho thấy chất lượng và độ bền của xe tải xe buýt DanaBus, giúp người dùng yên tâm khi sử dụng xe trong thời gian dài mà không cần lo lắng về vấn đề ăn mòn ảnh hưởng đến hiệu suất hoạt động của xe.



Hình 2.10: Vỏ & Thân xe Dana Bus [6]

c. Hệ thống treo

Hệ thống treo độc lập là một phần quan trọng trong việc đảm bảo sự êm ái và ổn định của việc vận hành xe. Bằng cách hoạt động độc lập với tay lái, hệ thống này giúp cải thiện tính chính xác và linh hoạt của việc lái xe. Điều này có nghĩa là khi bạn lái xe qua các điều kiện đường khác nhau, hệ thống độc lập sẽ giúp xe duy trì độ ổn định và tiếp xúc tốt với mặt đường, từ đó mang lại trải nghiệm lái xe an toàn và dễ dàng hơn.



Hình 2.11: Hệ thống treo sau DanaBus



Hình 2.12: Hệ thống treo trước DanaBus

d. Hệ thống phanh

Trên xe, hệ thống phanh đĩa được tích hợp để cung cấp mức độ an toàn cao nhất cho cả tài xế và hành khách. Điều này giúp duy trì sự ổn định của xe và tạo điều kiện để người lái có thể kiểm soát xe một cách hiệu quả, ngay cả trong tình huống cần phanh gấp. Phanh đĩa không chỉ giúp xe dừng lại một cách nhanh chóng và hiệu quả với hiệu suất lên đến 60-80%, mà còn nhẹ hơn so với hệ thống phanh tang trống, giúp giảm trọng lượng tổng thể của xe.



Hình 2.13: Hệ thống phanh trên xe DanaBus [6]

2.2.3 Lựa chọn phương án chuyển đổi tối ưu:

❖ So sánh giữa các phương án chuyển đổi:

Bảng 2.2: Các phương án chuyển đổi

Tiêu chí	BEV	HEV	PHEV	FCEV
Nguồn động lực	Motor điện	Motor và ICE	Motor và ICE	Motor
Nguồn năng lượng	Bộ pin	Pin và nhiên liệu cháy	Pin và nhiên liệu cháy	Pin nhiên liệu hydro
Khí thải	Không phát thải carbon	Phát thải	Phát thải	Không phát thải carbon
Chi phí vận hành	Chi phí vận hành thấp	Cao hơn xe điện	Cao hơn xe điện	Cao hơn xe điện
Phạm vi hoạt động	Tùy thuộc vào dung lượng pin	Cao hơn xe điện	Cao hơn xe điện	Cao hơn xe điện
Ưu điểm khi chuyển đổi	Cao, nhờ tập trung phát triển nguồn năng lượng tái tạo	Thấp, phương án sử dụng nhiên liệu thay thế vẫn chưa thay thế được hoàn toàn nhiên liệu hóa thạch	Thấp, phương án sử dụng nhiên liệu thay thế vẫn chưa thay thế được hoàn toàn nhiên liệu hóa thạch	Thấp, hạn chế về mặt công nghệ, không thể phát triển rộng rãi

❖ Lí do lựa chọn phương án chuyển đổi Danabus thành xe BEV:

- Giảm Thiểu Ô Nhiễm Môi Trường:

+ Không phát thải khí nhà kính: Xe điện không sử dụng nhiên liệu hóa thạch và không thải ra khí CO₂, NO_x hay các chất ô nhiễm khác, giúp giảm thiểu ô nhiễm không khí trong đô thị.

+ Chống biến đổi khí hậu: Xe điện đóng góp vào việc giảm phát thải carbon, giúp đạt được các mục tiêu phát triển bền vững và cam kết giảm thiểu khí thải nhà kính mà nhiều quốc gia đang theo đuổi.

+ Tiềm năng sử dụng năng lượng tái tạo: Xe điện có thể sử dụng nguồn năng lượng tái tạo (như điện mặt trời, gió) để sạc, góp phần vào việc phát triển hệ thống giao thông xanh.

Chi Phí Vận Hành Thấp Hơn:

+ Chi phí nhiên liệu rẻ hơn: chi phí vận hành (sạc điện) thường thấp hơn nhiều so với chi phí nhiên liệu của xe chạy bằng dầu diesel hoặc xăng.

+ Chi phí bảo trì thấp hơn: Xe điện có ít bộ phận chuyển động hơn so với xe động cơ đốt trong, điều này giúp giảm thiểu chi phí bảo trì và sửa chữa, vì không cần thay dầu, không có bộ lọc khí thải, không có bộ phận truyền động phức tạp.

- Hạ tầng sạc và khả năng triển khai:

+ Các trạm sạc điện đang ngày càng trở nên phổ biến, và nhiều khu vực đang triển khai các trạm sạc nhanh, giúp việc sạc xe trở nên tiện lợi hơn.

- Hỗ Trợ Chính Sách và Tiềm Năng Phát Triển

+ Chính sách hỗ trợ của chính phủ: Các chính phủ trên toàn thế giới đang cung cấp các ưu đãi, hỗ trợ tài chính và giảm thuế cho việc sử dụng phương tiện giao thông xanh như xe điện. Điều này làm giảm chi phí đầu tư ban đầu và giúp thúc đẩy quá trình chuyển đổi.

+ Đầu tư vào hạ tầng sạc: Hệ thống trạm sạc cho xe điện đang được phát triển mạnh mẽ tại nhiều thành phố và quốc gia. Điều này giúp giảm bớt lo ngại về việc thiếu hạ tầng sạc và khiến việc sử dụng xe điện trở nên khả thi hơn.

- Tiềm Năng Cải Tiến Công Nghệ và Tiết Kiệm Năng Lượng:

+ Pin và công nghệ ngày càng phát triển: Công nghệ pin cho xe điện đang ngày càng tiên tiến hơn với dung lượng lớn hơn, thời gian sạc nhanh hơn và chi phí thấp hơn. Điều này giúp xe điện có thể di chuyển xa hơn với mỗi lần sạc, giải quyết vấn đề quãng đường di chuyển hạn chế.

+ Hiệu suất cao: Động cơ điện có hiệu suất chuyển đổi năng lượng cao hơn nhiều so với động cơ đốt trong, giúp xe điện tiết kiệm năng lượng và hoạt động hiệu quả hơn.

- Tính Đồng Bộ và Tiện Lợi:

+ Tiện ích trong môi trường đô thị: Xe điện rất phù hợp với các tuyến xe buýt nội đô, vì chúng có thể chạy trong môi trường đô thị, nơi có tắc nghẽn giao thông, với chi phí vận hành thấp và không phát thải. Điều này giúp cải thiện chất lượng không khí trong các thành phố lớn.

+ Giảm tiếng ồn: Xe điện hoạt động rất êm ái, giảm tiếng ồn giao thông, đặc biệt trong các khu vực đô thị đông đúc.

2.2.4 Kết luận

Qua phân tích ở trên, ta thấy rằng tình trạng ô nhiễm môi trường và tình trạng khan hiếm về nguồn tài nguyên đặc biệt là nhiên liệu hóa thạch đang dần diễn ra với tương lai của nhân loại. Đặt ra cho các ngành công nghiệp trên toàn cầu, đặc biệt là ngành công nghiệp ô tô với những thách thức lớn về công cuộc cải cách động cơ đốt trong sử dụng nhiên liệu hóa thạch thành các dòng xe sử dụng nhiên liệu xanh, thân thiện với môi trường. Vài năm gần đây, Việt Nam đã có nhiều chủ trương, chính sách và chiến lược về phát triển ngành công nghiệp ô tô, đặc biệt là khuyến khích phát triển phương tiện

giao thông phát thải thấp hoặc không phát thải. Đây là xu thế tất yếu, được khuyến khích tại nhiều quốc gia và cũng là cam kết của Chính phủ Việt Nam nhằm hướng tới mục tiêu phát thải ròng bằng 0 vào năm 2050. Tuy nhiên, thực tế vẫn đòi hỏi nhiều chính sách hỗ trợ tốt hơn để doanh nghiệp mạnh dạn đầu tư vào lĩnh vực ô tô sử dụng nhiên liệu sạch giảm phát thải ô nhiễm.

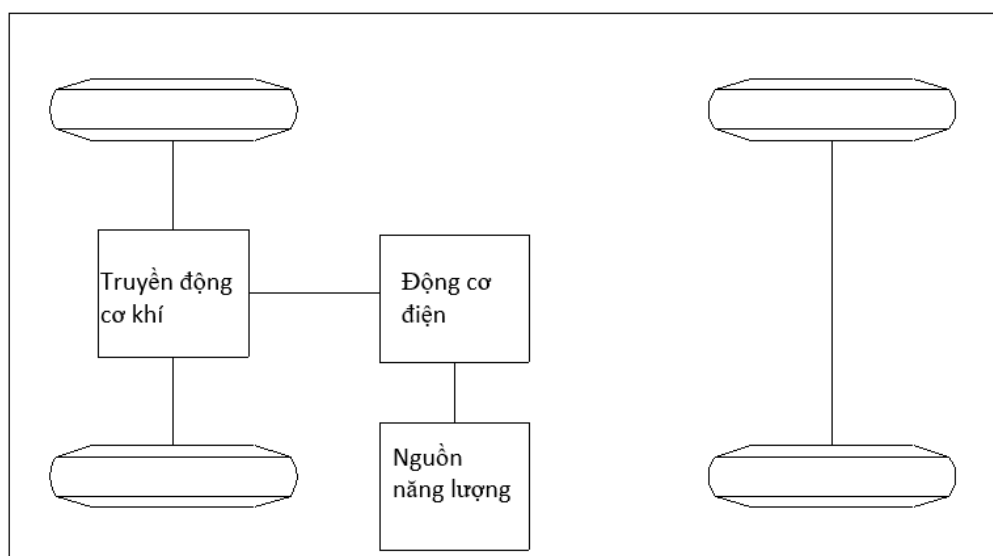
Số lượng xe ô tô ở nước ta trong những năm gần đây gia tăng nhanh chóng, vượt xa so với dự báo của các cơ quan quản lý nhà nước. Vì vậy, việc làm giảm mức độ phát thải ô nhiễm từ các phương tiện giao thông luôn là đối tượng được chú ý nghiên cứu của các nhà sản xuất ô tô hướng đến. Với thời đại công nghệ cao thì việc sử dụng những chiếc ô tô thông minh, động cơ điện sẽ là một trong những bước tiến đổi mới, áp dụng các công nghệ hiện đại vào sản xuất ô tô. Với tình hình đó việc cải tạo chuyển đổi những chiếc xe ô tô cũ đã qua sử dụng thành những chiếc xe thân thiện với môi trường là hết sức cần thiết và hiệu quả mang lại cực kì cao. Chuyển đổi ô tô Danabus truyền thống thành ô tô điện là đề tài có tính thực tiễn phù hợp nhất với tình hình chung của xã hội.

CHƯƠNG 3: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ

3.1 Tính toán, thiết kế hệ thống truyền lực

3.1.1 Lựa chọn phương án dẫn động

Hệ thống truyền động của xe điện thể hiện sự kết hợp của các hệ thống điện và cơ. Hệ thống điện thu thập năng lượng từ pin và cung cấp cho một hoặc nhiều động cơ bằng cách sử dụng điện tử công suất. Các loại bộ chuyển đổi và biến tần khác nhau nằm trong phần điện tử công suất. Một bộ truyền động, một bộ ly hợp và một bộ vi sai được kết hợp để tạo thành hệ thống cơ học.

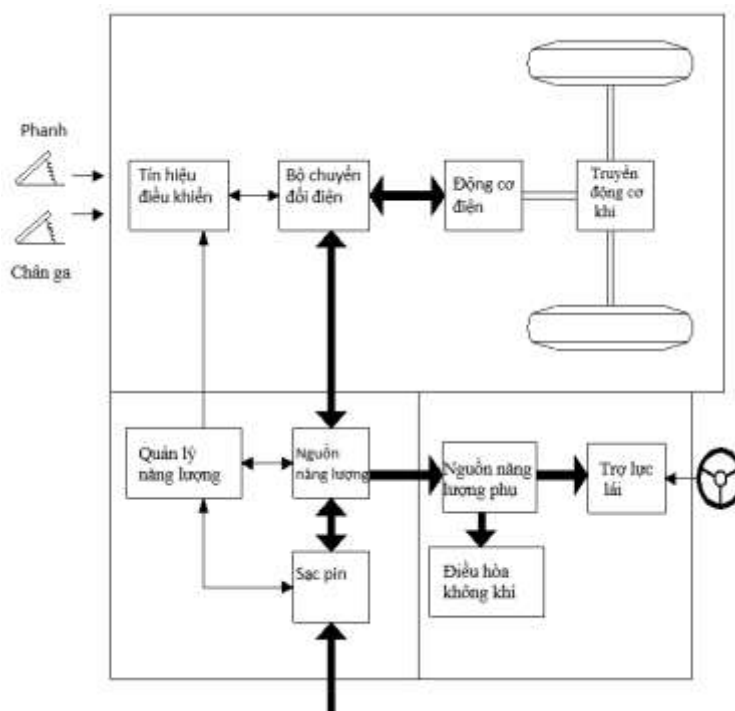


Hình 3.1: Cấu hình ô tô điện cơ điển [15]

Xe điện chạy bằng pin được cung cấp năng lượng bởi một hoặc nhiều động cơ điện có cấu trúc đơn giản nhất vì động cơ có thể có được công suất được chỉ định. Các yếu tố cơ bản cần thiết của hệ thống xe điện là động cơ, bộ điều khiển, nguồn điện và hệ thống truyền động.

Một ô tô điện cơ bản được minh họa trong hình 3.2. Nó bao gồm ba hệ thống chủ yếu: hệ động lực điện, hệ thống năng lượng, và hệ thống phụ trợ.

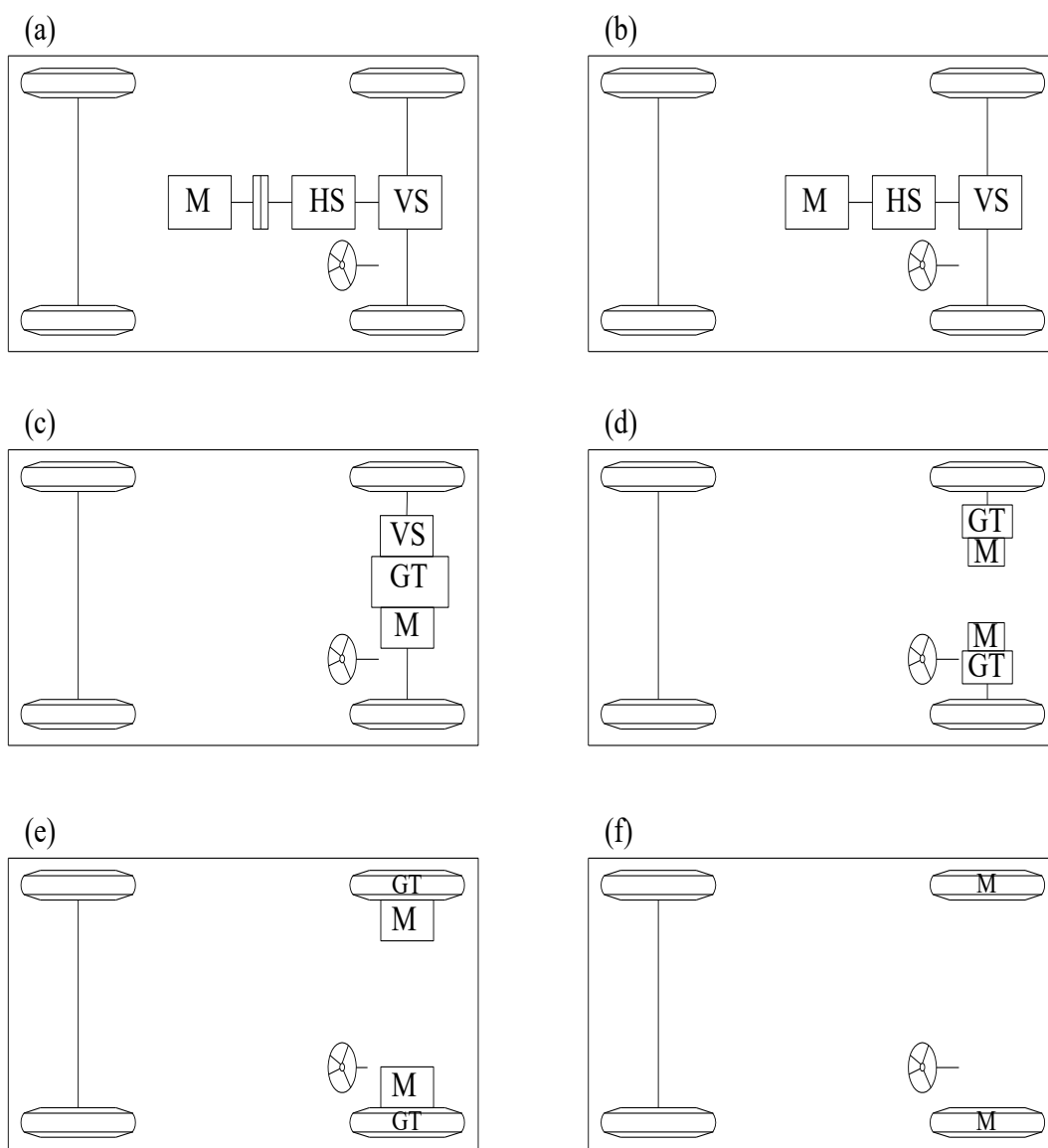
- Hệ động lực điện bao gồm: hệ thống điều khiển xe, bộ chuyển đổi điện, các động cơ điện, truyền động cơ khí, và bánh chủ động.
- Hệ thống năng lượng bao gồm nguồn năng lượng bộ phận quản lý năng lượng, và bộ phận tiếp năng lượng điện.
- Hệ thống phụ trợ bao gồm trợ lực lái, điều hòa, nguồn cung cấp năng lượng phụ trợ.



Hình 3.2: Cấu hình xe điện hiện đại

Một số phương án bố trí hệ thống động lực cho xe điện: [15]

- Phương án 1: Hệ thống truyền động thông thường gồm: Bộ vi sai (D), hộp số (GB), ly hợp (C) và động cơ điện (M) thay thế động cơ đốt trong đặt phía sau xe (Hình a).
- Phương án 2: Đơn giản hóa hộp số và ly hợp truyền thống, thay vào đó là bộ giảm tốc với tỷ số truyền cố định để truyền lực từ động cơ điện đến bánh trước chủ động (Hình b).
- Phương án 3: Tích hợp cụm động cơ điện - hộp giảm tốc và vi sai vào cầu bánh xe chủ động (Hình c), giúp cho hệ thống động lực của xe đơn giản, gọn nhẹ.
- Phương án 4: Hệ thống động lực sử dụng 2 động cơ điện, loại bỏ bộ truyền động vi sai, mỗi động cơ dẫn động một bánh xe và hoạt động ở một tốc độ khác nhau khi chiếc xe chuyển hướng hay quay vòng.
- Phương án 5: Nhằm tiếp tục đơn giản hóa việc điều khiển xe, động cơ có thể được đặt phía trong một bánh xe. Một cặp bánh răng nhỏ được đặt trong bánh xe để giảm tốc độ và nâng cao mô-men động cơ.
- Phương án 6: Loại bỏ hoàn toàn truyền động bánh răng giữa động cơ điện và bánh xe chủ động, đầu ra roto của một động cơ điện tốc độ thấp đặt bên trong bánh xe có thể được kết nối trực tiếp với các bánh xe. Việc kiểm soát tốc độ của động cơ điện tương đương với việc kiểm soát tốc độ của bánh xe, và vì thế tốc độ của xe được điều khiển. Tuy nhiên, việc sắp xếp đòi hỏi các động cơ điện phải có một mô-men xoắn cao hơn để khởi động và tăng tốc xe.



Hình 3.3: Các phương án bố trí hệ thống động lực của ô tô điện [15]

M – Động cơ điện; HS – Hộp số; VS – Vi sai; GT – Bộ giảm tốc cố định;

=> **Lựa chọn phương án dẫn động:**

Nhìn chung, có 2 phương án là sử dụng một động cơ điện và sử dụng 2 động cơ điện làm nguồn động lực chính cho xe.

Phương án sử dụng 1 động cơ điện có những ưu điểm:

- Tương thích cao với xe gốc: Tận dụng hệ thống vi sai và truyền lực có sẵn → giúp giảm chi phí và thời gian chuyển đổi.
- Đơn giản, dễ bảo trì

- Hiệu suất ổn định

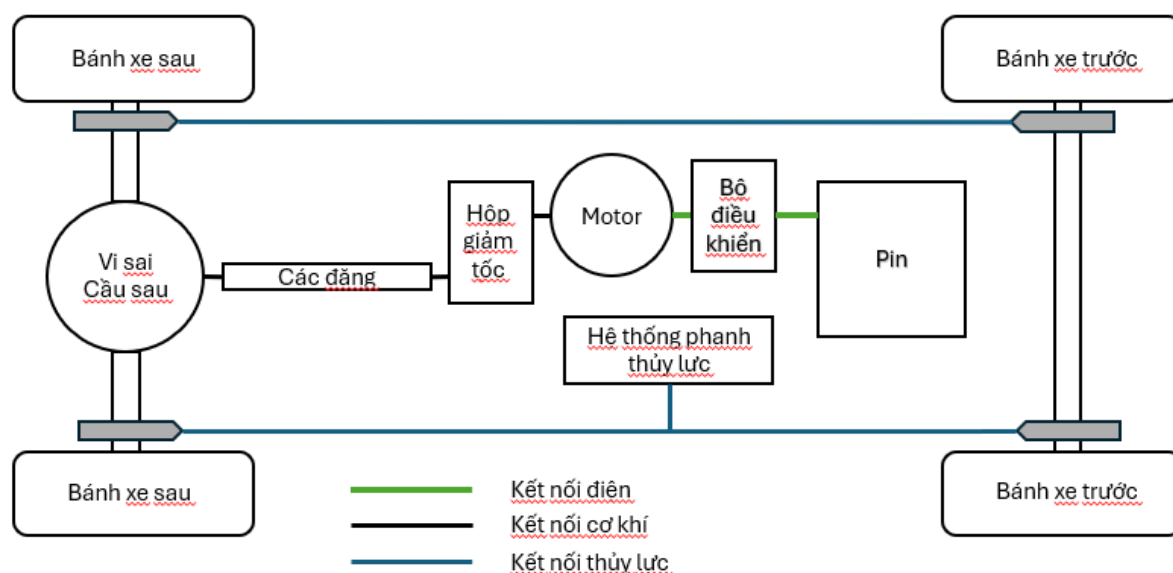
Phương án sử dụng 2 động cơ có những ưu điểm:

- Loại bỏ vi sai (D): Điều khiển mô-men xoắn độc lập cho từng bánh xe → Cải thiện độ bám đường và khả năng vận hành trên địa hình phức tạp.
- Hiệu suất cao: Giảm tổn thất năng lượng do không có vi sai cơ khí.

Bảng 3.1: So sánh phương án chuyển đổi:

Tiêu chí	1 động cơ điện	2 động cơ điện
Chi phí	Thấp (tận dụng cơ cấu truyền lực có sẵn trên xe cơ sở)	Cao (cần 2 động cơ + hệ điều khiển)
Độ phức tạp	Đơn giản	Điều khiển phức tạp
Hiệu suất	Ổn định	Cao (giảm tổn thất cơ khí)
Khả năng điều chỉnh	Hạn chế	Linh hoạt

⇒ **Lựa chọn phương án dẫn động:** Với các phương án dẫn động trên, cân nhắc theo thực tế về các vấn đề như chi phí, tính khả thi và khả năng chuyển đổi, nhóm nghiên cứu đề xuất thực hiện chuyển đổi xe Danabus sử dụng hệ dẫn động thông thường, thay thế động cơ đốt trong diesel bằng một động cơ điện, tận dụng hệ thống truyền lực sẵn có của xe.



Hình 3.4: Sơ đồ hệ thống truyền lực Danabus sau cải tạo thành xe điện

Phương án này là phương án tối ưu và hiệu quả nhất vì nó tận dụng các cơ cấu trong hệ thống truyền lực của xe cơ sở, không cần phải cải tạo lại hệ thống truyền lực, kết cấu của xe không bị thay đổi quá nhiều làm ảnh hưởng đến tính năng động học ban đầu của xe.

Quá trình chuyển đổi xe Danabus sử dụng động cơ truyền thống sang xe điện BEV sẽ loại bỏ động cơ đốt nhiên liệu và các hệ thống liên quan và thay thế bằng động cơ điện và các cơ cấu hỗ trợ khác. Bằng cách đánh giá tổng quan, ở đây chúng ta có 2 sự lựa chọn là giữ lại bộ vi sai hoặc là bỏ đi bộ vi sai và thay hoàn toàn hệ thống dẫn động bánh sau bằng motor. Để tối ưu hóa việc chuyển đổi, phương án cải tạo xe điện BEV vẫn giữ lại bộ vi sai của xe cơ sở, phương án này có nhiều ưu điểm như sau:

- Giảm thời gian tính toán chuyển đổi.
- Tiết kiệm chi phí.
- Giảm các chi tiết mới.

3.1.2 Bố trí các cơ cấu trong hệ thống

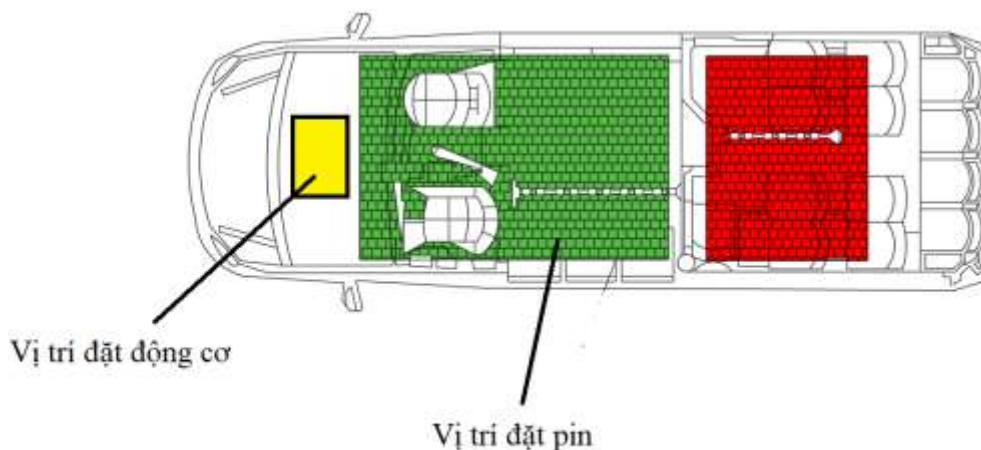
❖ Lựa chọn vị trí đặt động cơ:

Khi lựa chọn vị trí lắp đặt động cơ điện trên ô tô cho BEV, cần lưu ý rằng việc truy cập dễ dàng để bảo trì và sửa chữa, đảm bảo động cơ được làm mát hiệu quả và an toàn nổ trong phòng. Đặt nguồn điện gần nhất và thiết bị điều khiển hiệu suất tối ưu. Việc bảo vệ cơ sở khỏi nước và bụi đảm bảo hoạt động ổn định trong mọi tình huống. Cần duy trì khoảng cách an toàn từ các nguồn nhiệt để tránh quá nhiệt. Cuối cùng, thiết kế tiết kiệm không giúp tối ưu hóa công năng và tạo ra trải nghiệm lái xe.

Với phương án dẫn động đã lựa chọn ở trên, nhằm đảm bảo ít tiêu hao chi phí và đơn giản trong quá trình chuyển đổi, động cơ điện sẽ thay thế vị trí của động cơ đốt trong và kết nối với hộp giảm tốc.

❖ Lựa chọn vị trí đặt pin:

Pin xe điện Danabus được bố trí dưới ghế hành khách, giúp phân phối khối lượng đều đặn, tạo sự ổn định và tiết kiệm không gian. Vị trí này cũng làm giảm nguy cơ hư hỏng và cháy nổ trong va chạm, đồng thời dễ bảo dưỡng hư hỏng. Tuy nhiên, pin kích thước lớn có thể gây khó khăn cho hành khách và sinh nhiệt, yêu cầu hệ thống làm mát hiệu quả. Cần cân nhắc kỹ thuật cần thiết để đảm bảo cân bằng, hiệu suất hệ thống treo và tính toán ổn định của xe. Bình nhiên liệu được loại bỏ để tạo không gian cho pin.



Hình 3.5: Vị trí động cơ điện và pin trên Danabus sau khi chuyển đổi

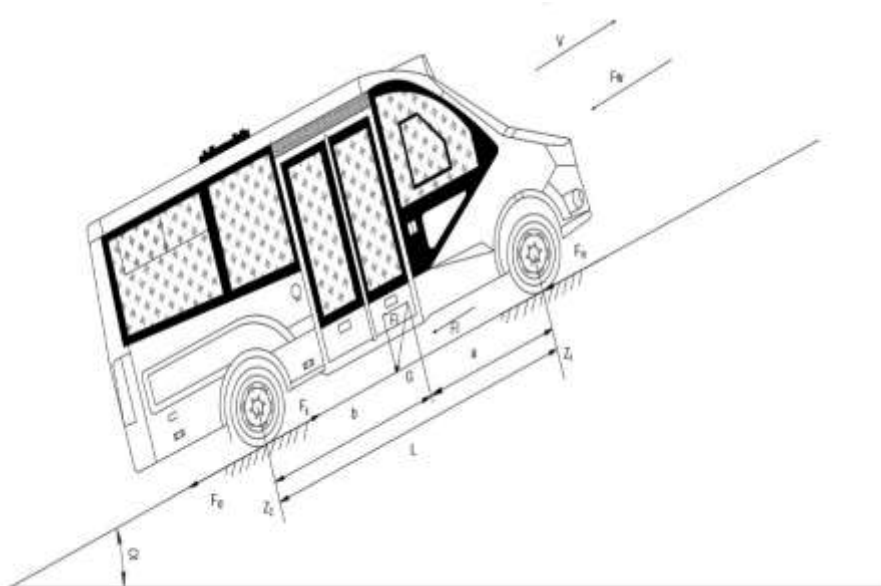
3.1.3 Tính chọn động cơ điện

Trong điều kiện vận hành thực tế ở thành phố, xe buýt không cần di chuyển ở tốc độ cao, không chạy quá 60–70 km/h.

=> Vì vậy, chọn vận tốc tối đa của xe thiết kế là $v_{\max} = 80\text{km/h}$.

Với mức tốc độ này có thể chọn động cơ nhỏ hơn, tiết kiệm chi phí, nhẹ hơn, giảm tải hệ thống điều khiển, pin, tản nhiệt. Tối ưu hóa khả năng tăng tốc – leo dốc ở dải vận tốc quan trọng hơn.

Công suất cần thiết của động cơ điện có thể tạo ra lực kéo F_M dùng để thắng lực cản lăn của mặt đường F_f , lực cản lên dốc F_i , lực cản gió F_w và lực quán tính khi tăng tốc F_j .



Hình 3.6: Các lực tác dụng lên ô tô khi lên dốc

- Phương trình tính tổng lực cản tác dụng lên ô tô [16]:

$$F_{tot} = F_f + F_i + F_w + F_j \quad (3.1)$$

+ Lực cản lăn được tính [16]:

$$F_f = m.g.f \quad (3.2)$$

Trong đó: f – hệ số cản lăn. Với $v_{max} \leq 22$ m/s, chọn $f = 0,015$

m – khối lượng toàn tải, $m = 4990$ (kg)

$$\Rightarrow F_f = 4990.9,81.0,015 = 734,279(N)$$

+ Lực cản lên dốc được tính [16]:

$$F_i = m.g.\sin \alpha \quad (3.3)$$

Trong đó: α (độ) – góc dốc của mặt đường. Chọn $\alpha = 15^\circ$

$$\Rightarrow F_i = 4990.9,81.\sin(15) = 12669,684(N)$$

+ Lực cản gió [16]:

$$F_w = K.A.v^2 \quad (3.4)$$

Trong đó: K – Hệ số cản không khí, theo bảng I-4 trang 29 [16], chọn $K = 0,35$

A – (m²) Diện tích cản chính diện, đối với xe du lịch, $A = 0,8.B.H$

Với B – Chiều rộng ô tô, $B = 2200$ (mm),

H – Chiều cao ô tô, $H = 2720$ (mm).

v (m/s) – vận tốc tương đối của xe với không khí

$$\Rightarrow F_w = 0,35.(0,8.2,2.2,72).22,22^2 = 827,252(N)$$

+ Lực cản quán tính [16]:

$$F_j = m_v.j \quad (3.5)$$

Trong đó: j (m/s²) – gia tốc tịnh tiến, $j = \frac{\Delta v}{\Delta t}$, chọn $j = 1,2$ m/s.

$$\Rightarrow F_j = m_v.j = 4990.1,2 = 5988(N)$$

Để hạn chế công suất cho động cơ điện ta không cho phép xe hoạt động ở chế độ có cả 4 lực cản xảy ra cùng lúc. Chẳng hạn, khi xe lên dốc ta chỉ cho phép xe chạy đều và vận tốc nhỏ nên bỏ qua lực quán tính và lực cản gió, hoặc khi xe đang chạy ở tốc độ tối đa thì xem như không tồn tại lực cản lên dốc và lực quán tính. Ta chọn trường hợp xe chạy ở tốc độ tối đa $v_{max} = 80$ km/h để xác định công suất liên tục của động cơ điện.

Tuy nhiên trong điều kiện vận hành thực tế tại đô thị, xe buýt thường xuyên phải tăng tốc từ trạng thái dừng, đặc biệt khi khởi hành, dừng đón trả khách hoặc vượt xe.

Do đó, cần phải xét đến nhu cầu lực kéo khi tăng tốc để đảm bảo động cơ đủ khả năng đáp ứng các trường hợp làm việc. Trong trường hợp này, khoảng vận tốc cần gia tốc lớn được xét đến là 0 – 40 km/h và mục tiêu là chọn ra công suất tối đa của động cơ điện.

Vì vậy, ta tính chọn động cơ điện dựa trên hai trường hợp:

- ❖ Trường hợp 1: Xác định công suất liên tục theo lực cản lăn và lực cản gió ở vận tốc tối đa $v_{\max} = 80 \text{ km/h} = 22,22 \text{ m/s}$.

+ Lực cản lăn: $F_f = 734,279(N)$

+ Lực cản gió: $F_w = 827,252(N)$

+ Lực cản cần thiết tổng cộng trong trường hợp này:

$$F_{\text{tot1}} = F_f + F_w = 734,279 + 827,417 = 1561,7(N)$$

+ Công suất cản của xe trong trường hợp này [16]:

$$P_M = F_{\text{tot1}} \cdot v_{\max} = 1561,7 \cdot 22,22 = 34704(W) = 34,7(kW)$$

+ Công suất cần thiết của động cơ điện để cân bằng với công cản của xe trong trường hợp này là:

$$P_M = \frac{P_{\text{tot}}}{\eta_{TL} \cdot \eta} \quad (3.6)$$

Với η là hiệu suất của hệ thống truyền lực, chọn sơ bộ $\eta_{TL} = 0,9$; hiệu suất của động cơ điện, $\eta = 0,95$

$$\Rightarrow P_M = \frac{34,7}{0,9 \cdot 0,95} = 41(kW)$$

- ❖ Trường hợp 2: Xác định công suất liên tục theo lực cản lăn, lực cản gió và lực cản quán tính ở vận tốc trung bình $v_{tb} = 40 \text{ km/h} = 11,11 \text{ m/s}$.

+ Lực cản lăn: $F_f = 734,279(N)$

+ Lực cản gió:

$$F_w = K \cdot A \cdot v_{tb}^2 = 0,35 \cdot 0,82 \cdot 2,2 \cdot 72 \cdot 11,11^2 = 206,813(N)$$

+ Lực cản quán tính: $F_j = 5988(N)$

+ Lực cản cần thiết tổng cộng trong trường hợp này:

$$F_{\text{tot2}} = F_f + F_w + F_j = 734,279 + 206,813 + 5988 = 6929,092(N)$$

+ Công suất cản của xe trong trường hợp này [16]:

$$P_M = F_{\text{tot2}} \cdot v_{tb} = 6929,092 \cdot 11,11 = 76982(W) \approx 77(kW)$$

Khi xe buýt điện tăng tốc nhanh ở tốc độ thấp, hiệu suất động cơ điện thường chỉ đạt khoảng 70–85% do yêu cầu mô-men xoắn lớn và dòng điện cao gây tổn hao lớn. Chọn hiệu suất động cơ là 80%. Vậy công suất cần thiết của động cơ điện trong trường hợp này là:

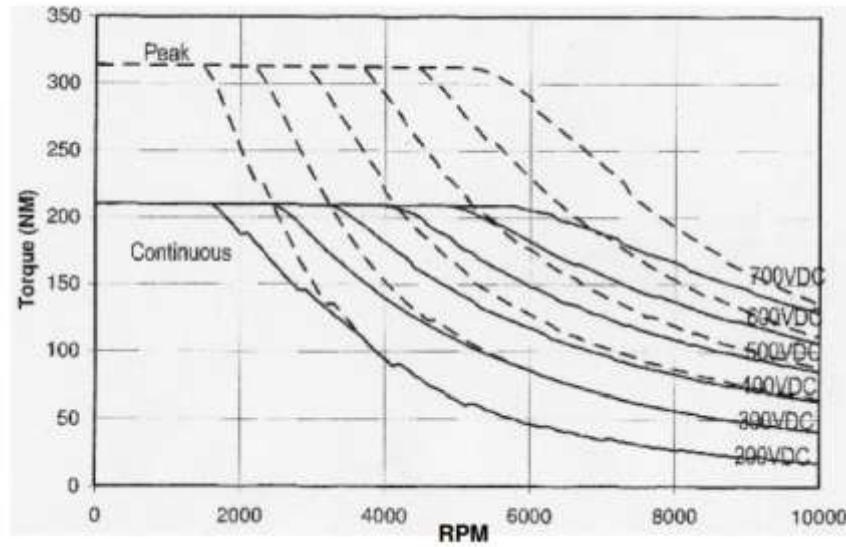
$$P_M = \frac{P_{tot}}{\eta_{TL} \cdot \eta} = \frac{77}{0,8 \cdot 0,95} = 101,3(kW) \quad (3.7)$$

- Lựa chọn động cơ điện: Từ tính toán nhu cầu truyền động, để đảm bảo hiệu quả vận hành, độ bền và độ tin cậy của hệ thống, lựa chọn động cơ điện có công suất cao hơn giá trị yêu cầu khoảng 20% => Chọn động cơ điện HVH250-090S hoạt động ở mức điện áp 500V.

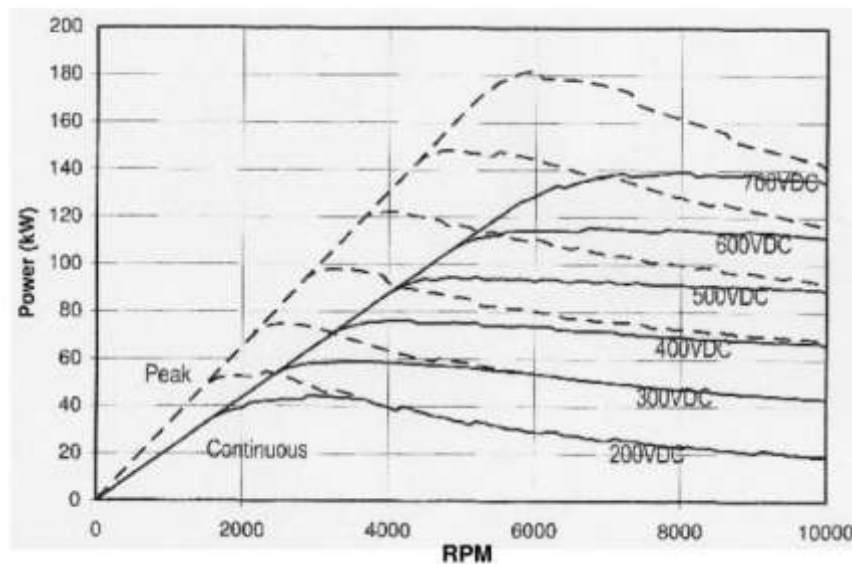


Hình 3.7: Động cơ điện HVH250 – 090S [17]

- Thông số động cơ:
 - + Loại động cơ: Động cơ điện 3 pha IPM
 - + Điện áp hoạt động: 500 V
 - + Công suất tối đa: 125 kW
 - + Công suất danh định: 90 kW
 - + Momen tối đa: 320 N.m



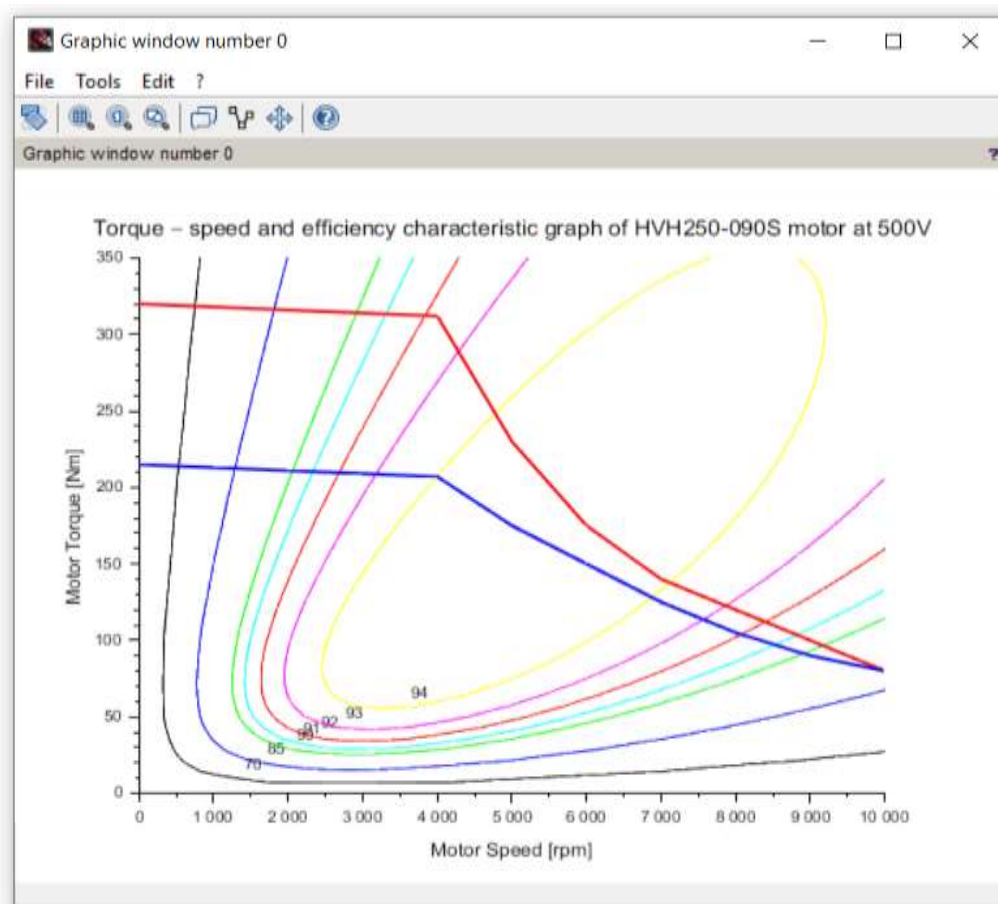
Hình 3.8: Đồ thị mômen của motor HVH250 – 090S theo số vòng quay [17]



Hình 3.9: Đồ thị công suất theo số vòng quay của motor HVH250 – 090S [17]

❖ Mô phỏng đặc tính mô-men – tốc độ và hiệu suất động cơ điện sử dụng SciNotes:

- Lập trình SciNotes vẽ biểu đồ đặc tính mô-men – tốc độ và hiệu suất động cơ điện HVH250 – 090S



Hình 3.10: Biểu đồ đặc tính mô-men – tốc độ và hiệu suất motor HVH250-090S

3.1.4. Tính toán các thông số chính

a. Tính toán tỉ số truyền:

Đường đặc tính cơ của động cơ điện một chiều gần giống với đường đặc tính kéo lý tưởng của ô tô, đồng thời động cơ điện có thể đổi chiều quay dễ dàng nên chúng ta có thể thiết kế hệ thống truyền lực mà không cần hộp số như ở động cơ đốt trong. Tuy nhiên, để đảm bảo xe vận hành tốt ở mọi chế độ, phải kiểm tra lại momen và công suất mà động cơ điện cung cấp đã đủ đáp ứng nhu cầu của xe hay chưa.

- Thông số cho trước :

+ Động cơ diesel Cummins ISF2.8s5F148:

- Momen xoắn cực đại: $M_{dmax} = 320 \text{ N.m}$ tại 1400 – 1700 vòng/phút.
- Công suất cực đại: $P_{max} = 140 \text{ Ps}$ tại 3400 vòng/phút

+ Motor:

- Momen xoắn liên tục lớn nhất: $M_{Mmax} = 320 \text{ N.m}$
- Tốc độ quay tối đa: $n_M = 10000 \text{ vòng/phút}$

+ Thông số lớp: 195/75R16

$$\Rightarrow r_{bx} = \frac{195.0,75.2 + 16.25,4}{2} \cdot 0,95 = 332(\text{mm}) = 0,332(\text{m}) \quad (3.8)$$

+ Vận tốc tối đa mong muốn của xe thiết kế: $v_{\max} = 80 \text{ km/h} = 22,22 \text{ m/s}$

+ Tỷ số truyền của truyền lực chính: $i_{tlc} = 4,556$

- Ta có, tỷ số truyền của hệ thống xác định theo công thức:

$$i_H = \frac{\omega_M}{\omega_{bx}} = \frac{n_M}{n_{bx}} \quad (3.9)$$

trong đó ω_M , n_M là vận tốc góc và số vòng quay định mức của động cơ điện và ω_{bx} , n_{bx} là vận tốc góc và số vòng quay cần thiết lớn nhất của bánh xe.

Với $n_M = 10000$ (v/ph) và n_{bx} được xác định theo công thức:

$$n_{bx} = \frac{30 \cdot v_{\max}}{\pi \cdot r_{bx}} = \frac{30 \cdot 22,22}{3,14 \cdot 0,332} = 639,44(\text{v} / \text{p}) \quad (3.10)$$

Thay các giá trị có được vào công thức ta được:

$$i_H = \frac{10000}{639,44} = 15,64$$

- Tỷ số truyền của truyền lực chính xe Danabus là $i = 4,556$. Theo tính toán thì tỷ số truyền cần thiết của xe thiết kế là $i_H = 15,499$ chênh lệch lớn so với tỷ số truyền lực chính, vì vậy phải sử dụng thêm hộp giảm tốc để tăng tỷ số truyền chung của hệ thống truyền lực.

- Tỷ số truyền của hộp giảm tốc cần dùng:

$$i_{hgt} = \frac{i_H}{i_{TLC}} = \frac{15,64}{4,556} = 3,43 \quad (3.11)$$

Để thuận tiện cho việc tính toán và thiết kế hộp giảm tốc, lựa chọn tỷ số truyền hộp giảm tốc là $i_{hgt} = 3,5$.

=> Tỷ số truyền chung của hệ thống truyền lực: $i_H = i_{hgt} \cdot i_{tlc} = 3,5 \cdot 4,556 = 15,946$.

- Kiểm tra tỷ số truyền theo điều kiện lực kéo lớn nhất tại bánh xe:

+ Lực cản lớn nhất tại bánh xe được xét đến trong trường hợp leo dốc:

$$F_C = F_f + F_i = 734,279 + 13492,972 = 14227,251(\text{N})$$

+ Momen cản tại bánh xe:

$$M_{bx} = F_C \cdot r_{bx} = 12669,684 \cdot 0,332 = 4449,814(\text{N.m}) \quad (3.12)$$

+ Momen kéo lớn nhất tại bánh xe:

$$M_{Kbx} = M_M \cdot i_H \cdot \eta = 320 \cdot 3,5 \cdot 4,556 \cdot 0,95 = 4847,584(\text{Nm}) \quad (3.13)$$

Ta thấy $M_{K_{bx}} > M_{C_{bx}}$. Vậy chỉ cần một tỉ số truyền duy nhất xe có thể hoạt động ở mọi chế độ khi chạy ở vận tốc cực đại và cả khi vượt dốc.

b. Tính toán độ dốc cực đại:

Độ dốc cực đại được xác định theo hai trường hợp là lực cản cân bằng với lực bám và lực cản cân bằng với lực kéo cực đại của động cơ điện (ứng với mô men kéo cực đại). Sau đó so sánh và chọn giá trị nhỏ hơn trong hai giá trị tìm được. Theo điều kiện lực bám ta có:

$$G \cdot \varphi \cdot \cos \alpha = G \cdot f \cdot \cos \alpha + G \cdot \sin \alpha \quad (3.14)$$

$$\Leftrightarrow \varphi = f + \tan \alpha$$

$$\Leftrightarrow \tan \alpha = \varphi - f = 0,6 - 0,015 = 0,585$$

$$\Leftrightarrow \alpha = 30^\circ.$$

Theo điều kiện không trượt trơn của lực bám, ô tô có thể leo lên được độ dốc tối đa có góc bằng 30° hay độ dốc 58,5%.

Theo điều kiện lực kéo cực đại của ô tô ta có:

$$\frac{M_{M_{\max}} \cdot i_H \cdot \eta}{r_{bx}} = G \cdot f \cdot \cos \alpha + G \sin \alpha \quad (3.15)$$

Với: $M_{M_{\max}} = 320$ (Nm) là mô men cực đại của động cơ điện;

$i_H = 15,946$ là tỷ số truyền của hệ thống truyền lực;

$r_{bx} = 0,332$ (m) là bán kính bánh xe ;

$\eta = 0,95$ là hiệu suất của hệ thống truyền lực.

Thay các giá trị vào biểu thức (4-11) ta được:

$$\frac{320 \cdot 15,946 \cdot 0,95}{0,332} = 48951,9 \cdot (0,015 \cdot \cos \alpha + \sin \alpha)$$
$$\Rightarrow 0,015 \cdot \cos \alpha + \sin \alpha = 0,3$$

Giải ra được $\alpha \approx 16^\circ$ hay độ dốc 29%. Như vậy độ dốc cực đại mà xe có thể leo được là 29% ($\alpha = 16^\circ$).

c. Tính toán vận tốc cực đại:

Ô tô đạt vận tốc cực đại khi động cơ điện quay với số vòng quay lớn nhất, $n_{M_{\max}} = 10000$ (v/p).

Ta có : Tỉ số truyền của hệ thống truyền lực:

$$i_H = \frac{\omega_M}{\omega_{bx}} = \frac{n_M}{n_{bx}}$$

Và số vòng quay của bánh xe tại vận tốc tối đa là :

$$n_{bx} = \frac{30.v_{\max}}{\pi.r_{bx}}$$

Suy ra vận tốc tối đa của ô tô là:

$$v_{\max} = \frac{\pi.r_{bx}.n_M}{30.i_H} = \frac{3,14.0,332.10000}{30.15,946} = 21,79(m/s) = 78,45(km/h) \quad (3.16)$$

3.1.5 Tính toán thiết kế hộp giảm tốc 1 cấp truyền động:

Hộp giảm tốc 1 cấp được tính toán và thiết kế theo giáo trình “Tính toán thiết kế dẫn động cơ khí (tập một)” của PGS.TS Trịnh Chất, TS. Lê Văn Uyển. [18]

a. Tính toán thiết kế bánh răng:

❖ Tính thông số Momen trên các trục:

- Momen xoắn trên trục động cơ: $T_{dc} = 320000(N.mm)$

- Momen xoắn trên trục chủ động:

$$T_1 = T_{dc} \cdot \eta_{ol} \cdot \eta_{kn} = 320000 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 313632(N.mm) \quad (3.17)$$

Trong đó: η_{ol} : Hiệu suất của ổ lăn

η_{kn} : Hiệu suất khớp nối

- Momen trên trục bị động:

$$T_2 = \frac{T_1 \cdot \eta_{ol} \cdot \eta_{br} \cdot n_1}{\frac{n_1}{u}} = \frac{313632 \cdot 0,99 \cdot 0,97 \cdot 1000}{\frac{1000}{3,5}} = 1054132,834(N.mm) \quad (3.18)$$

Trong đó: η_{br} : Hiệu suất của 1 cặp bánh răng

u: Tỷ số truyền của bộ truyền

Thông số tính toán thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng:

- Mô men xoắn trên bánh chủ động: $T_1 = 313632 (N.mm)$

- Tốc độ bánh răng chủ động: $n_1 = 1000$ (vòng/phút)

- Tỷ số truyền của bộ truyền: $u = 3,5$

❖ Chọn vật liệu:

- Tra bảng 6.1 Tr.91[1], ta chọn: Vật liệu nhóm I

+ Vật liệu bánh răng nhỏ:

- Nhãn hiệu thép: 40XH
- Chế độ nhiệt luyện: tôi cải thiện .

- Độ rắn: $HB = 230...300$, chọn $HB_1 = 250$
- Giới hạn bền: $\sigma_{b1} = 850MPa$
- Giới hạn chảy: $\sigma_{c2} = 850MPa$

+ Vật liệu bánh răng lớn:

- Nhãn hiệu thép: 40XH
- Chế độ nhiệt luyện: tôi cải thiện .
- Độ rắn: $HB = 230...300$, chọn $HB_2 = 230$
- Giới hạn bền: $\sigma_{b2} = 850MPa$
- Giới hạn chảy: $\sigma_{c2} = 850MPa$

❖ **Xác định sơ bộ ứng suất cho phép:**

- Ứng suất tiếp xúc cho phép:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim}^0}{S_H} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot K_{XH} \cdot K_{HL} \quad (3.19)$$

- Ứng suất uốn cho phép:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}^0}{S_F} \cdot Y_R \cdot Y_S \cdot K_{XF} \cdot K_{FL} \quad (3.20)$$

Lấy sơ bộ $Z_R \cdot Z_V \cdot K_{XH} = Y_R \cdot Y_S \cdot K_{XF} = 1$, ta được:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim}^0 \cdot K_{HL}}{S_H}$$

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}^0 \cdot K_{FL}}{S_F}$$

S_H, S_F - Hệ số an toàn khi tính về ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn.

+ Tra bảng 6.2 Tr.94 [18] được:

Bánh răng chủ động: $S_{H1} = 1,1; S_{F1} = 1,75$

Bánh răng bị động: $S_{H2} = 1,1; S_{F2} = 1,75$

$\sigma_{H\lim}^0, \sigma_{F\lim}^0$ - Ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn cho phép với chu kỳ cơ sở:

$$\sigma_{H\lim}^0 = 2.HB + 70(MPa) \quad (3.21)$$

$$\sigma_{F\lim}^0 = 1,8.HB(MPa) \quad (3.22)$$

- Bánh chủ động: :

$$\sigma_{H\lim1}^0 = 2.HB_1 + 70 = 2.250 + 70 = 570(MPa)$$

$$\sigma_{F\lim1}^0 = 1,8.HB_1 = 1,8.250 = 450(MPa)$$

- Bánh bị động:

$$\sigma_{H\lim2}^0 = 2.HB_2 + 70 = 2.230 + 70 = 530(MPa)$$

$$\sigma_{F\lim2}^0 = 1,8.HB_2 = 1,8.230 = 414(MPa)$$

Thay số vào công thức ta được:

- Bánh chủ động:

$$[\sigma_{H_1}] = \frac{570}{1,1} \cdot 1 = 518,18(MPa)$$

$$[\sigma_{F_1}]_{sb} = \frac{450}{1,75} \cdot 1 = 257,14(MPa)$$

- Bánh bị động:

$$[\sigma_{H_2}] = \frac{530}{1,1} \cdot 1 = 481,8(MPa)$$

$$[\sigma_{F_2}]_{sb} = \frac{414}{1,75} \cdot 1 = 236,57(MPa)$$

Với bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng:

$$[\sigma_H]_{sb} = \frac{[\sigma_{H_1}] + [\sigma_{H_2}]}{2} = 500(MPa) \quad (3.23)$$

❖ **Xác định sơ bộ khoảng cách trục:**

$$a_w = K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u \cdot \Psi_{ba}}} \quad (3.24)$$

Trong đó:

Tra bảng 6.5 Tr.96 [1], hệ số phụ thuộc vào vật liệu làm bánh răng và loại răng:

$$K_a = 43(MPa^{\frac{1}{3}})$$

Momen xoắn trên bánh chủ động, $T_1 = 313632(N.mm)$

Ứng suất tiếp xúc cho phép: $[\sigma_H]_{sb} = 500(MPa)$

Tỉ số truyền $u = 3,5$

Tra bảng 6.6 Tr97[18], hệ số chiều rộng răng: $\Psi_{ba} = 0,4$

$$\Rightarrow \Psi_{bd} = 0,53 \cdot \Psi_{ba} \cdot (u+1) = 0,53 \cdot 0,4 \cdot (3,5+1) = 0,954$$

$K_{H\beta}$: Hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng khi tính, tra bảng 6.7 Tr98[18], $\Psi_{bd} = 0,954$ và ứng với sơ đồ 6 và $HB < 350$ được $K_{H\beta} = 1,03$

Thay số ta được:

$$a_w \geq K_a \cdot (u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u \cdot \Psi_{ba}}} = 43 \cdot (3,5+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{313632 \cdot 1,03}{500^2 \cdot 3,5 \cdot 0,4}} = 188,398(mm)$$

Chọn $a_w = 190(mm)$

❖ **Xác định các thông số ăn khớp của bộ truyền:**

- Modul:

$$m = (0,01 \div 0,02) \cdot a_w = (0,01 \div 0,02) \cdot 190 = (1,9 \div 3,8) \quad (3.25)$$

Tra bảng 6.8 Tr99 [18], chọn theo tiêu chuẩn $m = 2,5(mm)$

- Số răng:

+ Số răng bánh chủ động:

Chọn trước $\beta = 20^\circ$; $\cos \beta = 0,9396$

$$z_1 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m \cdot (u+1)} = \frac{2 \cdot 190 \cdot 0,9396}{2,5 \cdot (3,5+1)} = 31,74 \quad (3.26)$$

Chọn $z_1 = 32$ (răng)

+ Số răng bánh bị động:

$$z_2 = u \cdot z_1 = 3,5 \cdot 32 = 112 \quad (3.27)$$

Lấy $z_2 = 112$ (răng)

- Tỷ số truyền thực tế

$$u_t = \frac{z_2}{z_1} = \frac{112}{32} = 3,5 \quad (3.28)$$

- Sai lệch tỉ số truyền:

$$\Delta u = \left| \frac{u_t - u}{u} \right| = \left| \frac{3,5 - 3,5}{3,5} \right| \cdot 100\% = 0\%(TM) \quad (3.29)$$

- Xác định góc nghiêng răng:

$$\cos \beta = \frac{m.(z_1 + z_2)}{2.a_w} = \frac{2,5.(32 + 112)}{2.190} = 0,947 \quad (3.30)$$

$$\Rightarrow \beta = 18,67^\circ$$

- Xác định góc ăn khớp:

+ Góc ăn khớp:

$$\alpha_t = \alpha_{tw} = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}\right) = \arctg\left[\frac{\operatorname{tg}(20^\circ)}{\cos(18,67^\circ)}\right] = 21,016^\circ \quad (3.31)$$

Trong đó: β : góc nghiêng răng

α : góc profin góc ($\alpha = 20^\circ$)

+ Góc nghiêng răng trên hình trụ cơ sở:

$$\beta_b = \arctg(\cos \alpha_t \cdot \tan \beta) = \arctg[\cos(21,016^\circ) \cdot \tan(18,67^\circ)] = 17,5^\circ \quad (3.32)$$

- Xác định hệ số dịch chỉnh

Để đảm bảo khoảng cách trục đã chọn ta thay đổi góc nghiêng mà không cần dịch chỉnh, do đó $x_1 = x_2 = 0$

❖ Xác định ứng suất cho phép:

- Tỉ số truyền thực tế: $u_t = 3,5$

- Đường kính vòng lăn:

$$d_{wl} = \frac{2.a_w}{u_t + 1} = \frac{2.190}{3,5 + 1} = 84,44(mm) \quad (3.33)$$

- Vận tốc vòng của bánh răng:

$$v = \frac{\pi.d_{wl}.n_1}{60000} = \frac{\pi.84,44.1000}{60000} = 4,42(m/s) \quad (3.34)$$

- Xác định chính xác ứng suất cho phép:

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_{sb} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot K_{XH} \quad (3.35)$$

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_{sb} \cdot Y_R \cdot Y_S \cdot K_{XF} \quad (3.36)$$

Trong đó:

$[\sigma_H]_{sb}, [\sigma_F]_{sb}$: ứng suất sơ bộ đã tính ở trên

Z_R : hệ số xét đến độ nhám của mặt răng làm việc. Từ dữ liệu trang 91,92 chọn $R_a = 1,25 \dots 0,63(\mu m) \Rightarrow Z_R = 0,1$

Z_V : hệ số xét đến ảnh hưởng của vận tốc vòng

Thiết kế nâng cấp hệ thống xe Danabus diesel thành xe điện

$$HB < 350, v = 4,42(\text{m/s}) < 5\text{m/s}; \text{ suy ra } Z_v = 0,986$$

K_{XH} : hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước bánh răng $\Rightarrow K_{XH} = 1$

Y_R : hệ số ảnh hưởng độ nhám mặt lượn chân răng. Chọn $Y_R = 1$

Y_S : hệ số xét đến độ nhạy của vật liệu với sự tập trung ứng suất

$$Y_S = 1,08 - 0,0695 \cdot \ln(m) = 1,08 - 0,0695 \cdot \ln(2,5) = 1,016 \quad (3.37)$$

K_{XF} : hệ số xét đến độ ảnh hưởng của kích thước bánh răng đến độ bền uốn, $K_{XF} = 1$

Thay số vào ta được:

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_{sb} \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot K_{XH} = 500 \cdot 1 \cdot 0,986 \cdot 1 = 493,11(\text{MPa})$$

+ Bánh chủ động:

$$[\sigma_{F1}] = [\sigma_{F1}]_{sb} \cdot Y_R \cdot Y_S \cdot K_{XF} = 257,14 \cdot 1 \cdot 1,016 \cdot 1 = 261,3(\text{MPa})$$

+ Bánh bị động:

$$[\sigma_{F2}] = [\sigma_{F2}]_{sb} \cdot Y_R \cdot Y_S \cdot K_{XF} = 236,57 \cdot 1 \cdot 1,016 \cdot 1 = 240,43(\text{MPa})$$

❖ Kiểm nghiệm bộ truyền bánh răng:

- Kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 \cdot K_H \cdot (u_t + 1)}{b_w \cdot u_t \cdot d_{w1}^2}} \leq [\sigma_H] \quad (3.38)$$

Trong đó: + Z_M là hệ số kể đến cơ tính vật liệu của bánh răng, $Z_M = 274(\text{MPa}^{-\frac{1}{3}})$

+ Z_H là hệ số kể đến hình dạng của bề mặt tiếp xúc

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta_b}{\sin 2\alpha_{tw}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos(17,5^\circ)}{\sin(2 \cdot 21,016^\circ)}} = 1,687 \quad (3.39)$$

+ b_w là chiều rộng vành răng:

$$b_w = \Psi_{ba} \cdot a_w = 0,4 \cdot 190 = 76(\text{mm}) \quad (3.40)$$

Chọn $b_w = 76(\text{mm})$

+ Z_ϵ là hệ số trùng khớp: Với hệ số trùng khớp dọc

$$\epsilon_\beta = \frac{b_w \cdot \sin \beta}{m \cdot \pi} = \frac{76 \cdot \sin(18,67^\circ)}{3,5 \cdot \pi} = 3 > 1 \quad (3.41)$$

Nên theo công thức 6.36c Tr105 [1], ta có:

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{\alpha}}} \quad (3.42)$$

Với ε_{α} là hệ số trùng khớp ngang:

$$\varepsilon_{\alpha} = [1,88 - 3,2 \cdot (\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2})] \cdot \cos \beta = [1,88 - 3,2 \cdot (\frac{1}{32} + \frac{1}{112})] \cdot \cos(18,67^{\circ}) = 1,659$$

$$\Rightarrow Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{1,659}} = 0,776$$

+ K_H là hệ số tải trọng

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} \quad (3.43)$$

Trong đó:

- $K_{H\beta}$ là hệ số kể đến sự phân bố không đều của tải trọng trên chiều rộng vành răng, tra bảng 6.7 Tr98[18] được $K_{H\beta} = 1,03$
- $K_{H\alpha}$ là hệ số kể đến sự phân bố không đều của tải trọng giữa các răng khi tính về độ bền tiếp xúc, tra bảng 6.14 Tr107[18] được $K_{H\alpha} = 1,09$
- K_{Hv} là hệ số kể đến tải trọng động xuất hiện trong vùng ăn khớp.

Tra bảng P2.3 Tr 250 [18] với: $CCX = 8$, $HB < 350$, Răng nghiêng, $v = 4,42(m/s)$

Nội suy tuyến tính được $K_{Hv} = 1,02$

Thay số được:

$$K_H = 1,05 \cdot 1,14 \cdot 1,02 = 1,16$$

Thay số được:

$$\sigma_H = 274 \cdot 1,687 \cdot 0,776 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 313632 \cdot 1,16 \cdot (3,5 + 1)}{76 \cdot 3,5 \cdot 84,44^2}} = 471,7(MPa) < [\sigma_H] = 493,11(MPa)$$

⇒ Bánh răng đủ bền

Kiểm tra ta được:

$$\frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100\% = \frac{493,11 - 471,7}{493,11} \cdot 100\% = 4,3\% \leq 10\% \quad (3.44)$$

- Kiểm nghiệm độ bền uốn:

$$\sigma_{F1} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{F1}}{b_w \cdot d_{w1} \cdot m} \leq [\sigma_{F1}] \quad (3.45)$$

$$\sigma_{F2} = \frac{\sigma_{F1} \cdot Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}] \quad (3.46)$$

Trong đó:

+ $[\sigma_{F1}] = 261,3 \text{ MPa}$ và $[\sigma_{F2}] = 240,43 \text{ MPa}$ là ứng suất uốn cho phép.

+ $K_{F\beta}$ là hệ số kể đến sự phân bố không đều của tải trọng trên chiều rộng vành răng. Tra bảng 6.7 Tr98 [18] với $\psi_{bd} = 0,954$ và sơ đồ bố trí 6 được $K_{F\beta} = 1,1$

+ $K_{F\alpha}$ là hệ số kể đến sự phân bố không đều của tải trọng trên các cặp răng đồng thời ăn khớp. Với cấp chính xác 8; $v = 4,42 \text{ m/s}$. Tra bảng 6.14 Tr107 [18]: $K_{F\alpha} = 1,27$

+ K_{Fv} là hệ số kể đến tải trọng động xuất hiện trong vùng ăn khớp

Tra bảng P2.3 Tr 250 [1] với: $CCX = 8$, $HB < 350$, răng nghiêng, $v = 4,42 \text{ (m/s)}$

Nội suy tuyến tính được $K_{Fv} = 1,08$

+ Y_{ϵ} là hệ số kể đến sự trùng khớp của răng:

$$Y_{\epsilon} = \frac{1}{\epsilon_{\alpha}} = \frac{1}{1,659} = 0,6 \quad (3.47)$$

+ Y_{β} là hệ số kể đến độ nghiêng của răng:

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{18,67}{140} = 0,86 \quad (3.48)$$

Ta có: Y_{F1} và Y_{F2} là hệ số dạng răng, với:

$$Z_{v1} = \frac{z_1}{(\cos \beta)^3} = \frac{32}{[\cos(18,67^\circ)]^3} = 37,6 \quad (3.49)$$

$$Z_{v2} = \frac{z_2}{(\cos \beta)^3} = \frac{112}{[\cos(18,67^\circ)]^3} = 131,7 \quad (3.50)$$

Tra bảng 6.18 Tr 109 [18] với hệ số dịch chỉnh $x = 0$, ta được $Y_{F1} = 3,7$; $Y_{F2} = 3,6$

Thay số ta được:

$$\sigma_{F1} = \frac{2.313632.1.1.1.27.1.08.0.6.0.86.3.7}{76.84.44.2.5} = 114 \text{ (MPa)} < [\sigma_{F1}] = 261,3 \text{ (MPa)}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{44.34.3.6}{3.83} = 41,67 \text{ (MPa)} < [\sigma_{F2}] = 240,43 \text{ (MPa)}$$

⇒ Bánh răng đủ bền

❖ **Một số thông số động học:**

+ Đường kính vòng chia:

$$d = \frac{m.z}{\cos \beta} \quad (3.51)$$

- Đường kính vòng chia bánh nhỏ:

$$d_1 = \frac{m.z_1}{\cos \beta} = \frac{2,5.32}{\cos(18,67^\circ)} = 84,44(mm)$$

- Đường kính vòng chia bánh lớn:

$$d_2 = \frac{m.z_2}{\cos \beta} = \frac{2,5.112}{\cos(18,67^\circ)} = 295,55(mm)$$

+ Đường kính đỉnh răng:

$$d_a = d + 2.m \quad (3.52)$$

- Đường kính vòng đỉnh bánh nhỏ:

$$d_{a_1} = d_1 + 2.m = 84,44 + 2.2,5 = 89,44(mm)$$

- Đường kính vòng đỉnh bánh lớn:

$$d_{a_2} = d_2 + 2.m = 295,55 + 2.2,5 = 300,55(mm)$$

+ Đường kính đáy răng:

$$d_f = d - 2,5.m \quad (3.53)$$

- Đường kính đáy răng bánh nhỏ:

$$d_{f_1} = d_1 - 2,5.m = 84,44 - 2,5.2,5 = 78,19(mm)$$

- Đường kính đáy răng bánh lớn:

$$d_{f_2} = d_2 - 2,5.m = 295,55 - 2,5.2,5 = 233,05(mm)$$

+ Đường kính vòng lăn:

- Đường kính vòng lăn bánh nhỏ:

$$d_{w_1} = 84,44(mm)$$

- Đường kính vòng lăn bánh lớn:

$$d_{w_2} = 295,55(mm)$$

+ Đường kính vòng cơ sở:

$$d_b = d \cdot \cos \alpha \quad (3.54)$$

- Đường kính vòng cơ sở bánh nhỏ:

Thiết kế nâng cấp hệ thống xe Danabus diesel thành xe điện

$$d_{b_1} = d_1 \cdot \cos \alpha = 84,44 \cdot \cos(20^\circ) = 79,35(\text{mm})$$

- Đường kính vòng cơ sở bánh lớn:

$$d_{b_2} = d_2 \cdot \cos \alpha = 295,55 \cdot \cos(20^\circ) = 277,73(\text{mm})$$

- Lực vòng:

$$F_{t_1} = F_{t_2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{w_1}} = \frac{2 \cdot 313632}{84,44} = 7428,1(\text{N}) \quad (3.55)$$

- Lực hướng tâm:

$$F_{r_1} = F_{r_2} = \frac{F_{t_1} \cdot \tan(20^\circ)}{\cos \beta} = \frac{7428,1 \cdot \tan(20^\circ)}{\cos(18,67^\circ)} = 2853,8(\text{N}) \quad (3.56)$$

- Lực dọc trục:

$$F_{a_1} = F_{a_2} = F_{t_1} \cdot \tan \beta = 7428,1 \cdot \tan(18,67^\circ) = 2510,196(\text{N}) \quad (3.57)$$

Bảng 3.2: Tổng kết các thông số của bộ truyền bánh răng

Thông số	Kí hiệu	Giá trị	Đơn vị
Khoảng cách trục chia	a	190	mm
Khoảng cách trục	a_w	190	mm
Số răng	z_1	32	mm
	z_2	112	mm
Đường kính vòng lăn	d_{w_1}	84,44	mm
	d_{w_2}	295,55	mm
Đường kính vòng chia	d_1	84,44	mm
	d_2	295,55	mm
Đường kính đỉnh răng	d_{a_1}	89,44	mm
	d_{a_2}	300,55	mm
Đường kính đáy răng	d_{f_1}	78,19	mm
	d_{f_2}	233	mm
Đường kính cơ sở	d_{b_1}	79,35	mm
	d_{b_2}	277,73	mm

Thông số	Kí hiệu	Giá trị	Đơn vị
Hệ số dịch chỉnh	x_1	0	mm
	x_2	0	mm
Góc profin gốc	α	20	°
Góc profin răng	α_t	21,016	°
Góc ăn khớp	α_{tw}	21,016	°
Hệ số trùng khớp ngang	ε_α	1,659	
Môđun pháp	m	2,5	
Góc nghiêng của răng	β	18,67	°
Bề rộng răng	b_w	76	mm

b. Tính toán thiết kế trục:

- Chọn vật liệu chế tạo trục.

Chọn vật liệu chế tạo các trục là thép C45 thường hóa có $\sigma_b = 600MPa$, độ rắn HB = 170...217, giới hạn bền $\sigma_b = 600MPa$, giới hạn chảy $\sigma_{ch} = 360MPa$

- Xác định sơ bộ đường kính trục:

Đường kính trục được xác định bằng công thức momen xoắn sau:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]}} \quad (3.58)$$

Trong đó: T: Momen xoắn

$[\tau]$: Ứng suất xoắn cho phép

+ Trục I:

$$d_I \geq \sqrt[3]{\frac{T_I}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{331632}{0,2 \cdot 20}} = 48,01(mm) \text{ lấy } d_I = 45(mm)$$

+ Trục II:

$$d_{II} \geq \sqrt[3]{\frac{T_{II}}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{1054133}{0,2 \cdot 20}} = 64,11(mm) \text{ lấy } d_{II} = 65(mm)$$

Theo bảng 10.2[18] 189 chọn chiều rộng ổ lăn: $b_{01} = 25(mm)$, $b_{02} = 33(mm)$

- Xác định khoảng cách giữa các điểm đặt lực:

Theo bảng (10.3_1/1) chọn :

- $k_1 = 8 \dots 15$ là khoảng cách từ mặt mút chi tiết quay đến thành trong của hộp $k_1 = 12$
- $k_2 = 5 \dots 15$ là khoảng từ mút ô đến thành trong của vỏ hộp $k_2 = 12$
- $k_3 = 10 \dots 20$ là khoảng cách từ mặt mút chi tiết đến nắp ổ $k_3 = 10$
- $h_n = 15 \dots 20$ chiều cao nắp ổ và đầu bulong $h_n = 15$

+ Trục I:

Chiều dài moay ơ nửa khớp nối (nối trục đàn hồi):

$$d_{11} = 58(mm) \text{ chọn } l_{m12} = 95(mm)$$

Chiều dài moay ơ bánh răng trụ răng nghiêng nhỏ:

- $l_{m13} = (1,2 \div 1,5)d_I = (1,2 \div 1,5).45 = 54 \div 67,5(mm)$ chọn $l_{m13} = 61(mm)$
- $l_{12} = 0,5(l_{m12} + b_{01}) + k_3 + h_n = 0,5.(95 + 25) + 10 + 15 = 85(mm)$
- $l_{13} = 0,5(l_{m12} + b_{01}) + k_1 + k_2 = 0,5.(61 + 25) + 12 + 12 = 67(mm)$
- $l_{11} = 2l_{13} = 2.67 = 134(mm)$

+ Trục II:

Chiều dài moay ơ nửa khớp nối (nối cacdang):

$$l_{m22} = (1,4 \div 2,5)d_{II} = (1,4 \div 2,5).65 = 91 \div 162,5(mm) \text{ chọn } l_{m22} = 125(mm)$$

Chiều dài moay ơ bánh răng trụ răng nghiêng lớn:

- $l_{m23} = (1,2 \div 1,5)d_{II} = (1,2 \div 1,5).65 = 78 \div 97,5(mm)$ chọn $l_{m23} = 88(mm)$
- $l_{22} = 0,5(l_{m22} + b_{02}) + k_3 + h_n = 0,5(125 + 33) + 10 + 15 = 104(mm)$
- $l_{23} = 0,5(l_{m23} + b_{02}) + k_1 + k_2 = 0,5(88 + 33) + 12 + 12 = 84,5(mm)$
- $l_{21} = 2l_{23} = 2.84,5 = 169(mm)$

- Chọn đường kính các đoạn trục:

+ Trục I: Xuất phát từ các yêu cầu về độ bền, lắp ghép và công nghệ ta chọn đường kính các đoạn trục như sau :

- $d_{10} = d_{12} = 45(mm)$
- $d_{11} = 58(mm)$
- $d_{13} = 40(mm)$

- Chọn và kiểm nghiệm then:

Xác định mối ghép then cho trục 1 lắp bánh răng , $d_{11} = 58(mm)$, chọn then bằng tra bảng B9.1a [18] 173:

- Chiều rộng then: $b = 18(mm)$
- Chiều cao then: $h = 11(mm)$
- Chiều sâu rãnh then trên trục: $t_1 = 7(mm)$
- Chiều sâu rãnh then lỗ 2: $t_2 = 4,4(mm)$

Xác định mối ghép then cho trục 1 lắp khớp nối, $d_{13} = 40(mm)$, Chọn then bằng cách tra bảng B9.1a [18] trang 173:

- Chiều rộng then: $b = 12(mm)$
- Chiều cao then: $h = 8(mm)$
- Chiều sâu rãnh then trên trục: $t_1 = 5(mm)$
- Chiều sâu rãnh then lỗ 2: $t_1 = 3,3(mm)$
- Chiều dài then: $l = (0,8 \div 0,9)l_{m12} = (0,8 \div 0,9).95 = 76 \div 85,5$ chọn $l = 81(mm)$

+ Trục II: Chọn theo trục I

- $d_0 = d_1 = 65(mm)$
- $d_3 = 76(mm)$
- $d_2 = 60(mm)$

- Xác định mối ghép then cho trục 2 lắp bánh răng , $d_3 = 76(mm)$ chọn then bằng tra bảng B9.1a [18] 173:

- Chiều rộng then: $b = 22(mm)$
- Chiều cao then: $h = 14(mm)$
- Chiều sâu rãnh then trên trục: $t_1 = 9(mm)$
- Chiều sâu rãnh then lỗ 2: $t_2 = 5,4(mm)$
- Chiều dài then: $l = (0,8 \div 0,9).l_{m23} = (0,8 \div 0,9).88 = 70,4 \div 79,2$ chọn

$l = 75(mm)$

+ Xác định mối ghép then cho trục 2 lắp cacđang, chọn then bằng tra bảng B9.1a [1] 173:

- Chiều rộng then: $b = 18(mm)$
- Chiều cao then: $h = 11(mm)$

- Chiều sâu rãnh then trên trục: $t_1 = 7(mm)$
- Chiều sâu rãnh then lỗ 2: $t_2 = 4,4(mm)$
- Chiều dài then: $l = (0,8 \div 0,9).l_{m22} = (0,8 \div 0,9).125 = 100 \div 112,5$ chọn

$l = 106(mm)$

- Chọn ổ lăn:

Theo bảng 10.2[18] 189 chọn chiều rộng ổ lăn: $b_{01} = 25(mm)$, $b_{02} = 33(mm)$

Bảng 3.3: Đường kính d theo gần đúng chiều rộng ổ lăn [18]

d, mm	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	100
bo, mm	15	17	19	21	23	25	27	29	31	33	35	37	39	41	43	47

3.2 Tính toán, lựa chọn hệ thống pin

Để tiến hành tính toán hệ thống pin, chúng ta cần tính toán hai thông số của xe:

- Mức năng lượng tiêu tốn trung bình: E_{avg}
- Khoảng cách mà xe đi được trong một lần nạp: D_v

3.2.1 Cơ sở tính toán

Để tính được mức tiêu hao năng lượng trung bình E_{avg} [Wh/km], ta phải đưa xe lên băng thử công suất và sử dụng các chu trình lái xe để xác định mức tiêu hao năng lượng. Trong trường hợp tính toán cho xe Danabus, ta sẽ sử dụng chu trình lái WLTC (Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure). Chu trình lái WLTC là một chuẩn được áp dụng ở Châu Âu để xác định mức khí thải và mức tiêu hao nhiên liệu của các loại xe xăng, hybrid và xe điện [19].

Có 3 chu trình lái trong chuẩn WLTC, sử dụng tiêu chuẩn nào là phụ thuộc vào tỉ số công suất tối đa chia khối lượng không tải P_{W_r} (W/kg).

- Loại 1: Phương tiện công suất nhỏ với $P_{W_r} \leq 22$.
- Loại 2: Phương tiện công suất trung bình với $22 < P_{W_r} \leq 34$.
- Loại 3: Phương tiện công suất lớn với $P_{W_r} > 34$.

Ở đây việc tính toán được thực hiện cho dòng xe Danabus 26 chỗ - Gazelle City A68R52/B26, có tỉ số:

$$22 < P_{W_r} = \frac{P_{max}}{m_v} = \frac{102970}{3400} = 30.285 \leq 34 \quad (3.59)$$

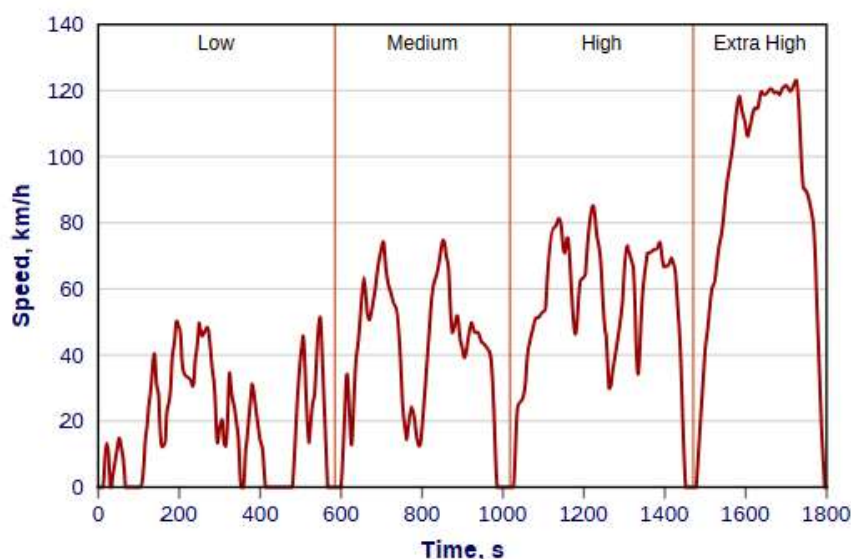
nên ta sử dụng chu trình lái loại 2.

Chu trình lái được chia thành 4 giai đoạn mỗi giai đoạn có tốc độ tối đa khác nhau [19]:

- Thấp: 51.4 km/h, trung bình: 74.7 km/h, cao: 85.2 km/h, cực cao: 91.4 km/h.
- Bốn giai đoạn này mô phỏng cho các loại đường: đô thị, ngoại ô, nông thôn và cao tốc.

Bảng 3.4: Thông số tóm tắt của chu trình lái WLTC loại 2 [19].

	Thấp	Trung bình	Cao	Cực cao	Tổng cộng
Thời gian (s)	589	433	455	323	1800
Thời gian dừng (s)	155	48	30	7	240
Quãng đường (m)	3101	4737	6792	8019	22649
% dừng	26.3%	11.1%	6.6%	2.2%	11.55%
Tốc độ tối đa (km/h)	51.4	74.7	85.2	123.1	
Tốc độ trung bình không tính thời gian dừng (km/h)	25.7	44.3	57.5	91.4	54.725
Tốc độ trung bình có tính thời gian dừng (km/h)	19	39.4	53.7	89.4	50.375
Gia tốc thấp nhất (m/s ²)	-0.94	-0.93	-1.11	-1.06	
Gia tốc cao nhất (m/s ²)	0.9	0.96	0.85	0.65	



Hình 3.11: Đồ thị chu trình WLTC loại 2 [19]

Với điều kiện vận hành trong thành phố, việc mô phỏng tính toán chỉ xét đến hoạt động của xe ở giai đoạn vận tốc cao.

Phương pháp tính toán mức tiêu thụ năng lượng sử dụng môi trường mô phỏng Scilab/Xcos. Các bước như sau [20]:

1. Xác định biểu thức toán học của mức tiêu thụ năng lượng
2. Nhập dữ liệu đầu vào.
3. Tạo sơ đồ khối tính toán.
4. Chạy mô phỏng trên chu trình lái xe WLTC.
5. Xử lý và phân tích kết quả.

3.2.2 Mô phỏng xác định năng lượng tiêu tốn trung bình của xe

a. Biểu thức tính toán

Để có thể tính được năng lượng tiêu tốn trung bình ta phải dựa vào các loại lực cản khi di chuyển trên đường. Từ thông số các lực cản, ta tính được công suất cản tổng cộng P_{tot} như trên phần tính chọn motor.

Bằng cách tích phân tổng công suất cản theo thời gian (trong toàn bộ chu kỳ), chúng ta có được tổng mức tiêu thụ năng lượng E_{tot} [J] [20]:

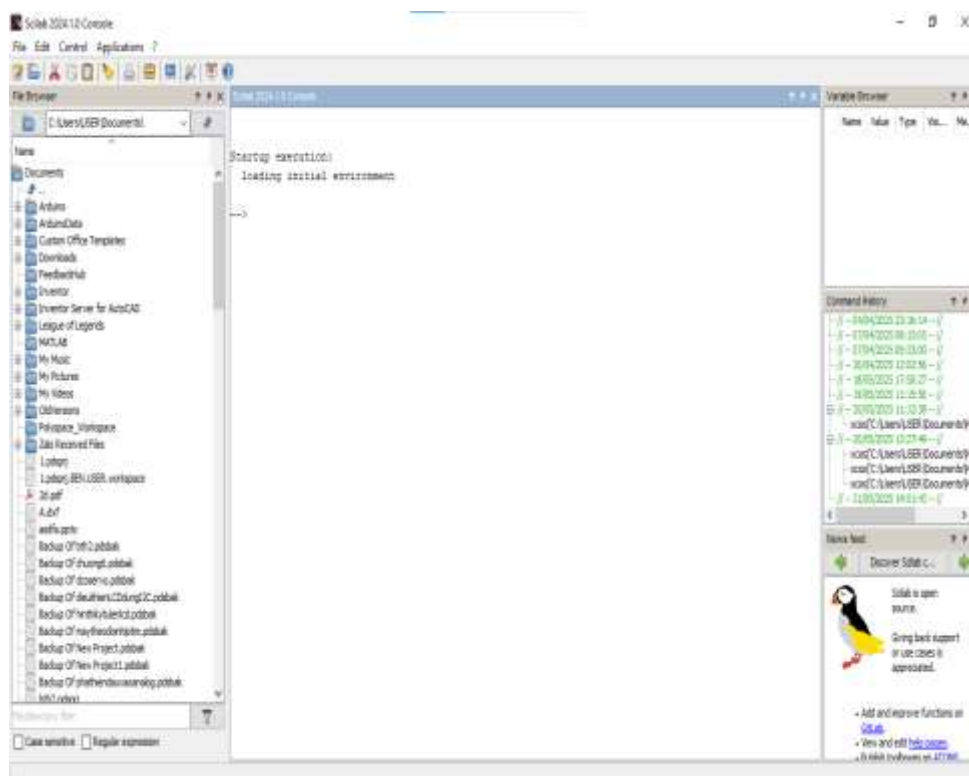
$$E_{tot} = \int P_{tot} . dt \quad (3.60)$$

Sau khi đã có tổng năng lượng tiêu tốn ta chia cho quãng đường thực hiện mô phỏng là 14664 (m) [13] để thu được năng lượng tiêu tốn trung bình.

b. Mô hình tính toán:

Việc tính toán mô phỏng được thực hiện trên phần mềm Scilab/Xcos. Scilab là

ngôn ngữ lập trình hướng số bậc cao. Ngôn ngữ này cung cấp một môi trường lập trình diễn giải, với ma trận như kiểu dữ liệu chính. Phần mềm này có thể được sử dụng cho xử lý tín hiệu, phân tích thống kê, xử lý ảnh, mô phỏng động lực chất lưu, và tối ưu hóa.

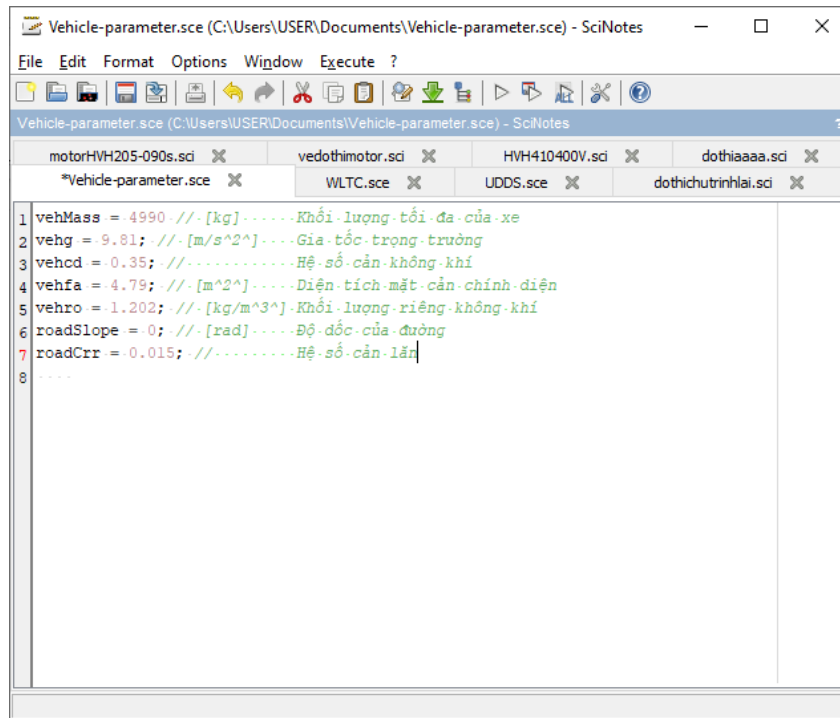


Hình 3.12: Giao diện làm việc của phần mềm Scilab.

❖ Xây dựng mô hình:

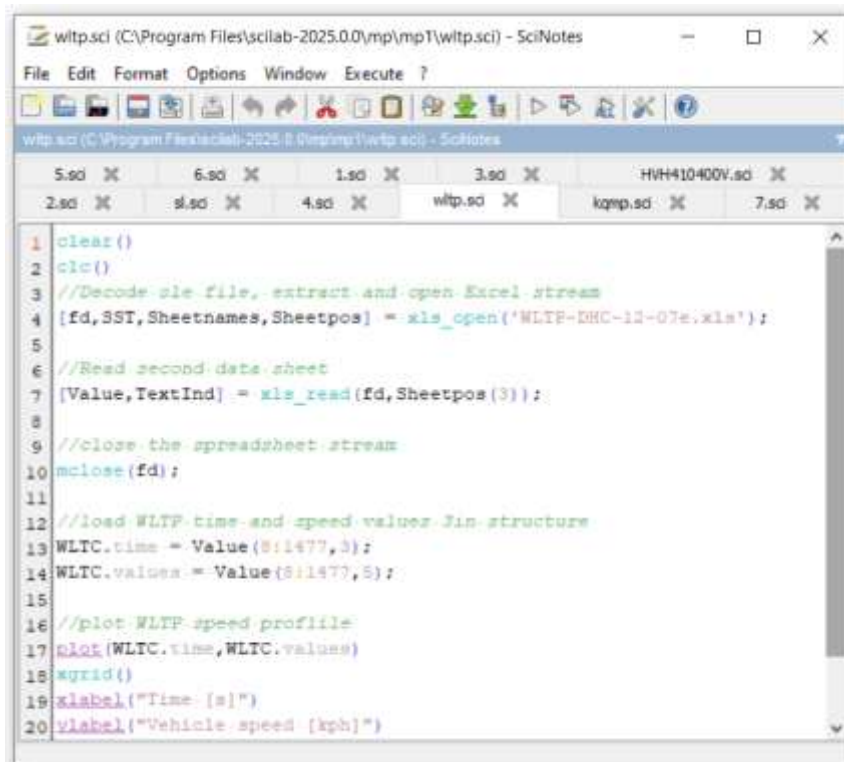
- Thông số đầu vào là các thông số tính toán lực cản của xe. Nhập các thông số này vào chương trình tính toán bằng đoạn code sau:

Thiết kế nâng cấp hệ thống xe Danabus diesel thành xe điện

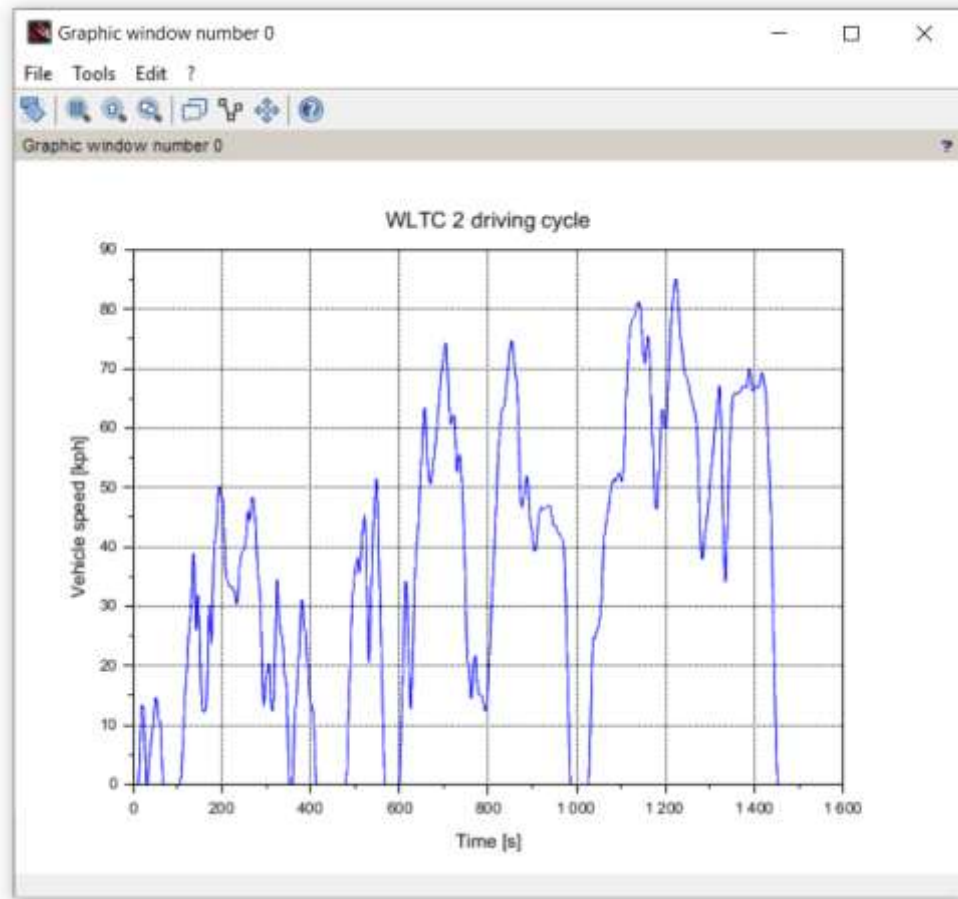


Hình 3.13: Nhập thông số xe

- Nhập chu trình lái: Thông số chu trình lái WLTC 2 áp dụng cho bài toán gồm các thông số về thời gian, gia tốc,.... Để nhập vào môi trường tính toán của Scilab, dùng đoạn code:

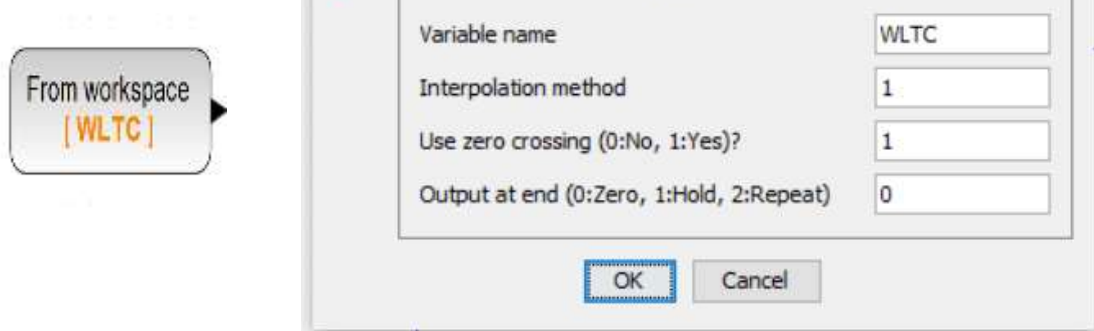


Hình 3.14: Nhập chu trình lái WLTC 2



Hình 3.15: Đồ thị chu trình lái WLTC 2 nhập vào Scilab

- Xây dựng mô hình: Mô hình tính toán được xây dựng trong môi trường Xcos với các khối được cài đặt thông số phù hợp với điều kiện bài toán.

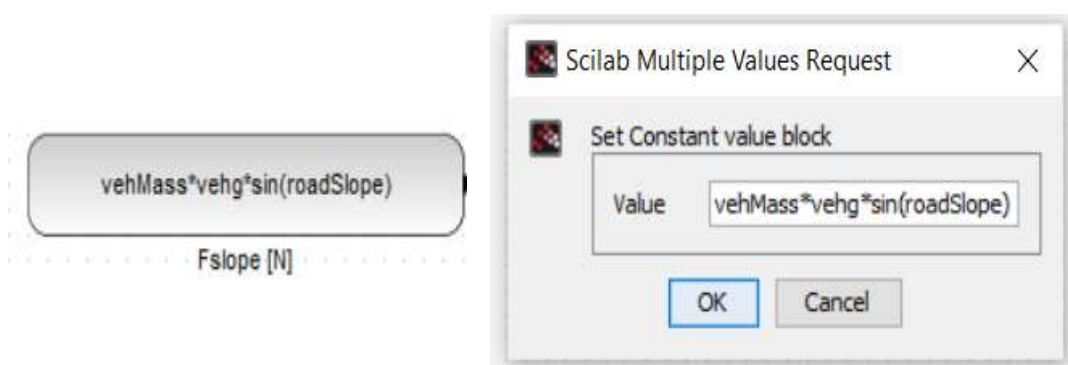


Hình 3.17: Nhập giá trị vào khối

- Các khối mô phỏng lực cản tác động lên xe khi di chuyển:

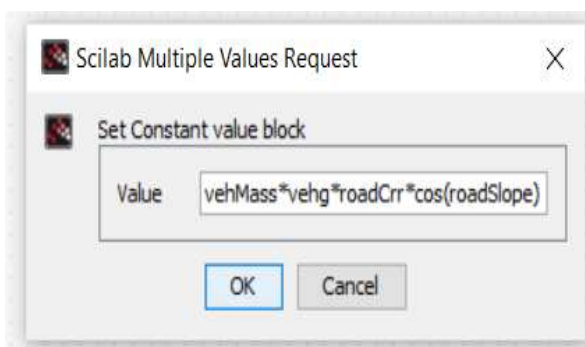
+ Khối Fslope [N]:

- Nhiệm vụ: Nhập biểu thức tính lực dốc mô phỏng lực tác dụng lên xe do độ nghiêng của mặt đường.
- Thiết lập thông số: $vehMass * vehg * \sin(\text{roadSlope})$.



Hình 3.18: Nhập giá trị vào khối Fslope

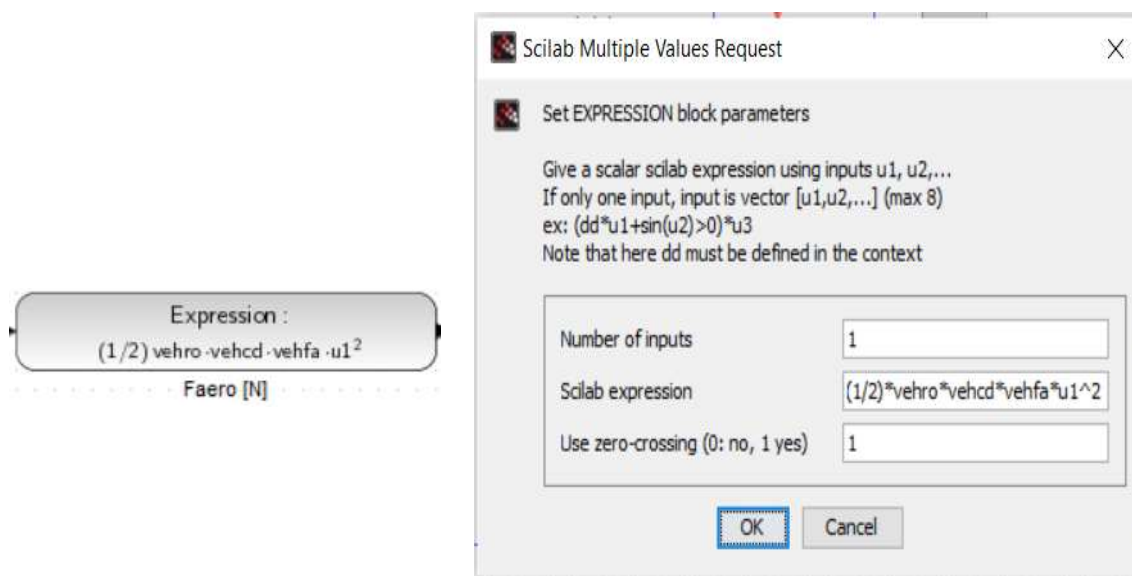
+ Khối Froll [N]: Nhập biểu thức tính lực cản lăn



Hình 3.19: Nhập giá trị vào khối Froll

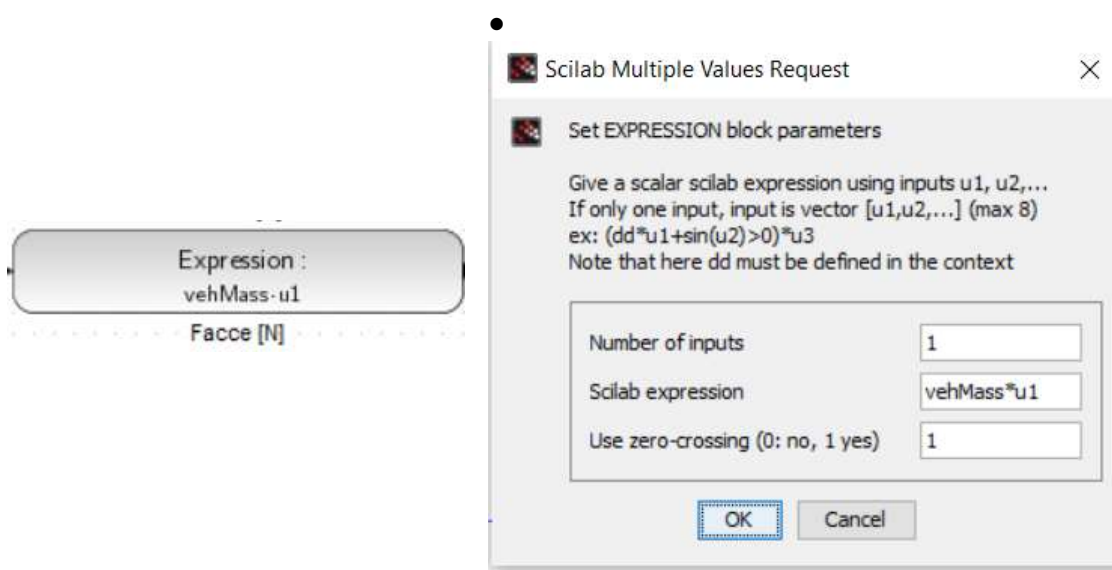
- Khối Faero:

- Nhiệm vụ: Nhập biểu thức tính lực cản không khí



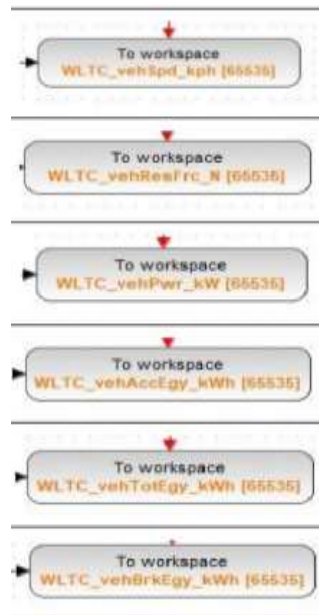
Hình 3.20: Nhập giá trị vào khối Faero

+ Khối Faccel: Tính lực gia tốc



Hình 3.21: Nhập giá trị vào khối Faccel

- Các khối TOWS_c: Ghi tín hiệu vào biến trong workspace.

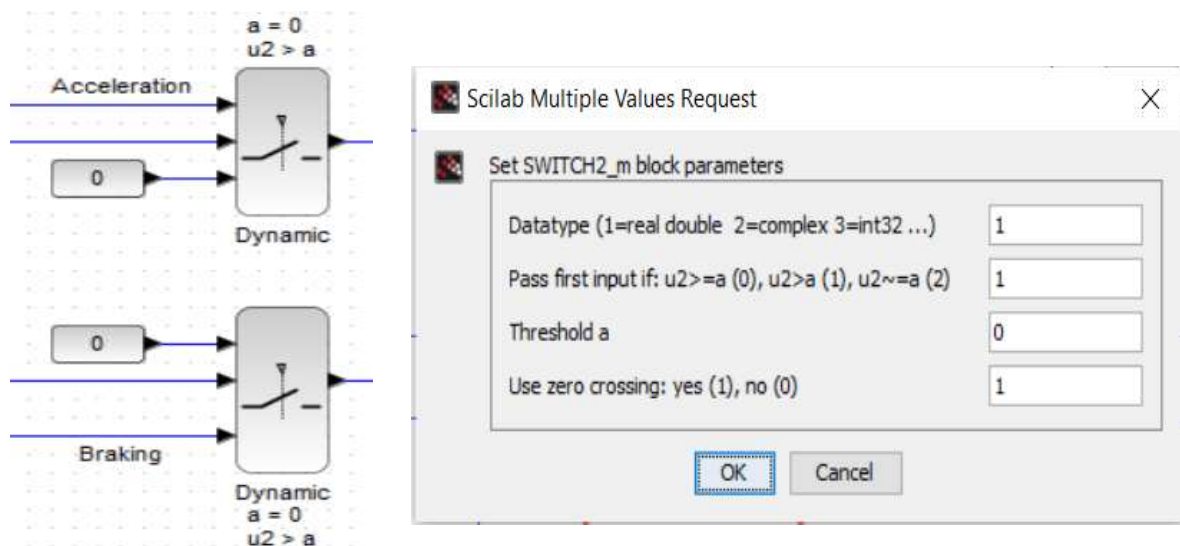


Hình 3.22: Các khối TOWS_c

- Các khối SWITCH2_m:

+ Nhiệm vụ:

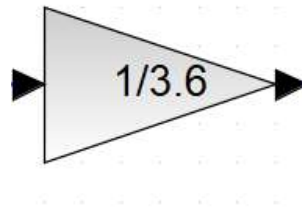
- Acceleraton: So sánh đầu vào với 0 để chọn giữa giá trị đầu vào và giá trị "0", dùng để tách pha tăng tốc
- Braking: dùng để tách pha phanh - khi vận tốc giảm, đầu vào âm thì mới cho tín hiệu đi qua



Hình 3. 23: Nhập giá trị vào khối SWITCH2_m

❖ Các khối phụ:

+ Khối GAINBLK: nhân với hệ số K



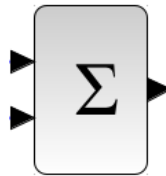
Hình 3.24: Khối GAINBLK

+ Khối DOLLAR_f: đạo hàm



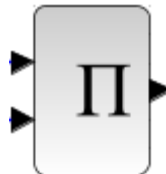
Hình 3.25: Khối DOLLAR_f

+ Khối BIGSOM_f: tổng các tín hiệu đầu vào



Hình 3.26: Khối BIGSOM_f

+ Khối PRODUCT: tích các tín hiệu đầu vào



Hình 3.27: Khối PRODUCT

+ Khối CLOCK_c: tạo tín hiệu thời gian thực



Hình 3.28: Khối CLOCK_c

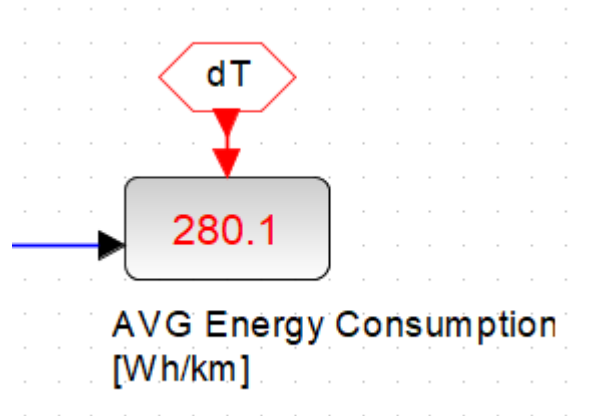
+ Khối CLKFROM và khối CLKGOTO: Nhận và gửi tín hiệu



Hình 3.29: Khối CLKFROM và khối CLKGOTO

d. Kết quả:

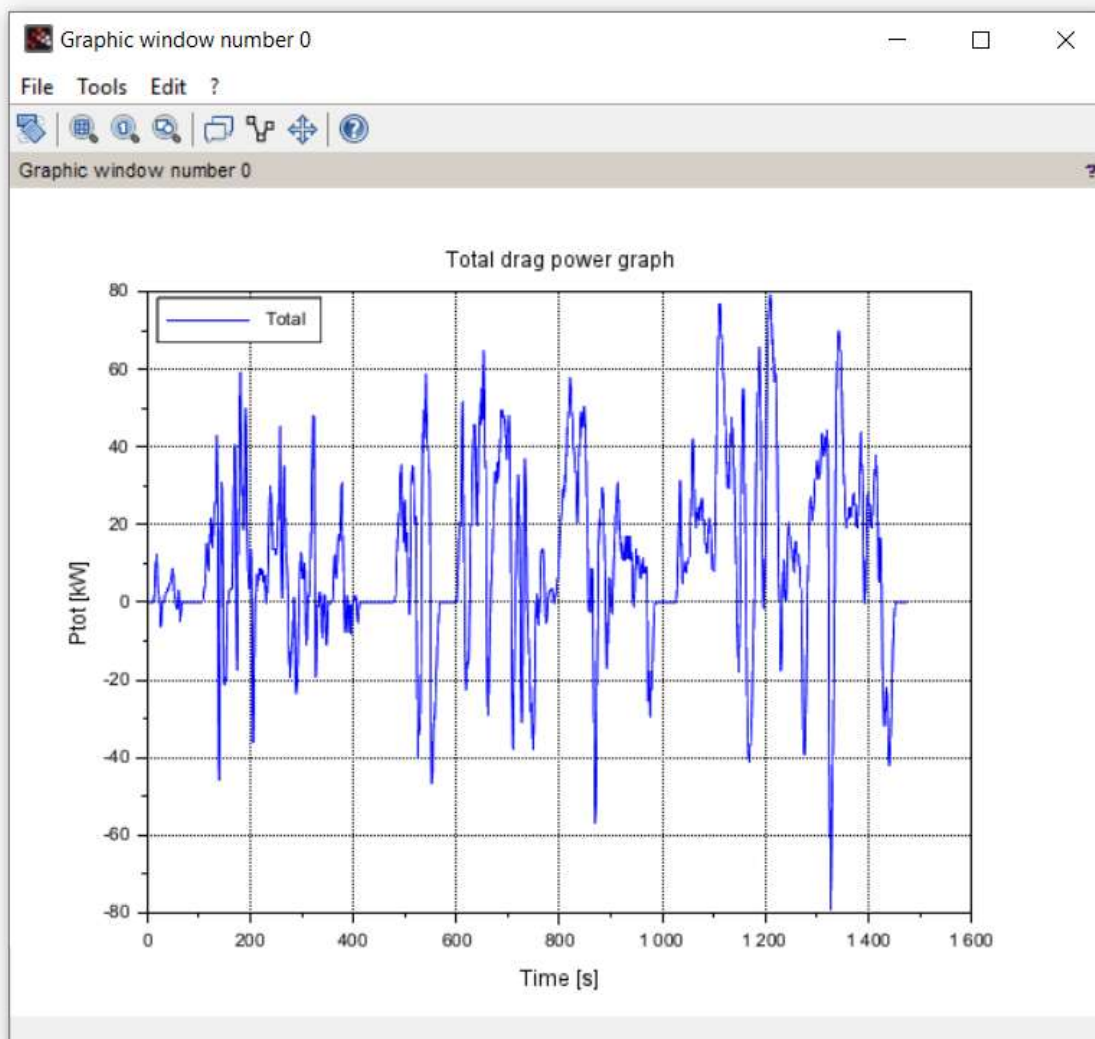
- Năng lượng tiêu tốn trung bình:



Hình 3.30: Năng lượng tiêu tốn trung bình

Kết quả mô phỏng tính toán năng lượng tiêu tốn trung bình được thể hiện trong khối AVG Energy consumption. Năng lượng tiêu tốn trung bình là $E_p = 280.1(Wh / km)$. So sánh với các dòng xe buýt có cấu hình tương tự như Vinfast EB6, BYD k7 thuộc phân khúc xe minibus (7–8 m, 22–30 chỗ) thông thường có mức tiêu thụ trung bình 270–350 Wh/km, ta thấy kết quả mô phỏng có giá trị hợp lí, đáng tin cậy.

- Đồ thị Công suất cản tổng cộng:

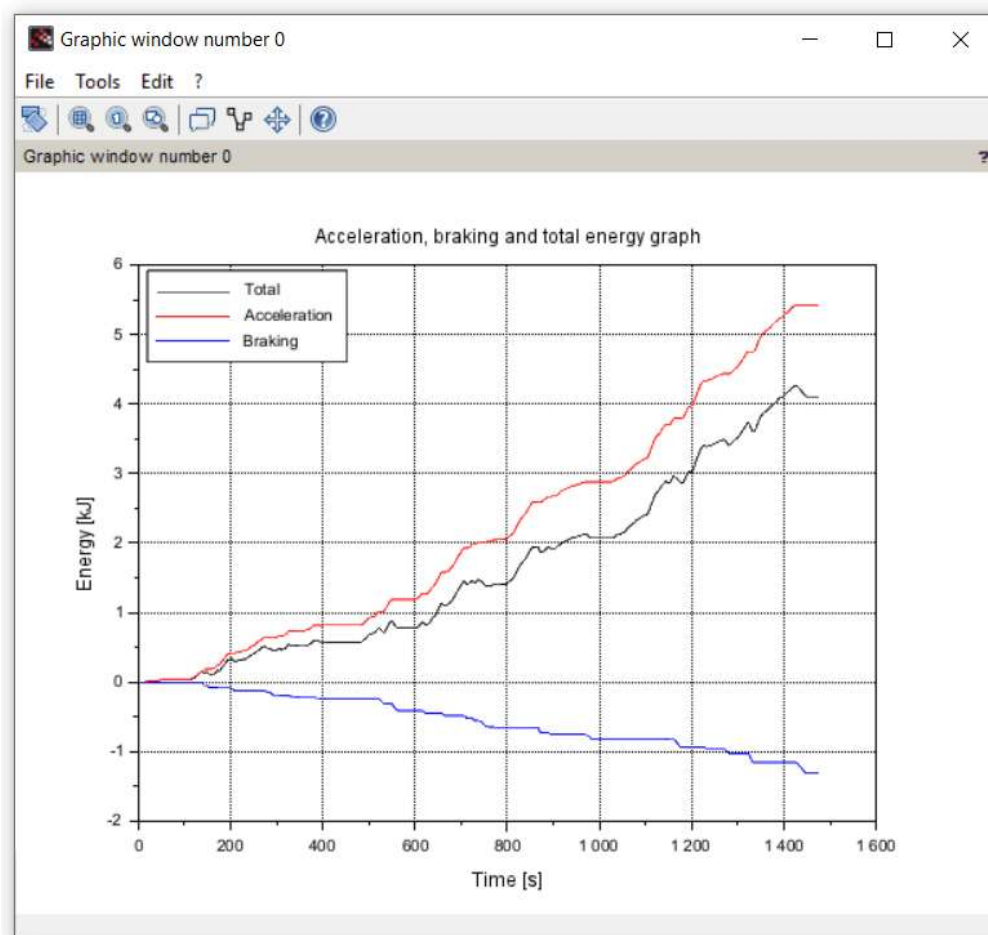


Hình 3.31: Công suất cản tổng cộng tính theo chu trình WLTC 2

- + Công suất dương ($P > 0$): đại diện cho công suất tiêu thụ để gia tốc xe
- + Công suất âm ($P < 0$): đại diện cho công suất bị mất do phanh
- + Công suất bằng 0: giai đoạn dừng.

=> Nhận xét: Giá trị công cản tối đa tính theo chu trình WLTC 2 là 80 kW, nhỏ hơn giá trị công suất tối đa mà motor có thể cung cấp được (90kW). Kết quả tính toán cho thấy hệ thống truyền động được thiết kế là đáp ứng tốt nếu xe vận hành theo chu trình lái WLTC 2. Việc lựa chọn motor điện 90 kW là hợp lý, tiết kiệm và đủ mạnh, đảm bảo xe hoạt động ổn định, an toàn và hiệu quả trong mọi điều kiện khai thác thực tế.

- Đồ thị công suất gia tốc, phanh và tổng năng lượng.



Hình 3.32: Đồ thị năng lượng cho quá trình tăng tốc và phanh

=> Nhận xét:

- Năng lượng cho quá trình tăng tốc chiếm phần lớn trong năng lượng tổng, cho thấy tăng tốc là yếu tố tiêu tốn nhiều năng lượng nhất trong vận hành đô thị.
- Năng lượng phanh bị tiêu hao là đáng kể, nếu được tái tạo lại sẽ góp phần làm tăng hiệu suất tổng thể của hệ thống.

d. Tổng năng lượng tiêu tốn trung bình

Ngoài việc cung cấp năng lượng để xe di chuyển, hệ thống pin còn phải cung cấp điện cho các hệ thống phụ khác như: các hệ thống 12V, hệ thống làm mát, hệ thống sưởi,...

Hệ thống được chia thành hai loại : loại liên tục đèn dầu, đèn taplo, các thiết bị giải trí,...) và hoạt động gián đoạn (đèn phanh, gạt mưa, xi-nhan,...).

Bảng 3.5: Công suất hệ thống tiêu thụ liên tục [21].

Tải liên tục	Công suất (W)
Đèn đuôi và đèn hai bên	30

Đèn biển số	10
Đèn pha chính	200
Đèn cốt	160
Đèn tap-lô	25
Radio/ cassette/ CD	15
Tổng	260

Bảng 3.6: Công suất hệ thống phụ gián đoạn [21].

Tải gián đoạn	Công suất (W)
Máy sưởi	50
Các chỉ số	50
Đèn phanh	40
Gạt mưa trước	80
Gạt mưa sau	50
Năng kính điện	150
Quạt dàn nóng	150
Motor quạt thổi	80
Xông kính sau	120
Đèn nội thất	10
Còi	40
Đèn sương mù sau	10
Đèn lùi	40
Các đèn phụ	110
Rửa đèn pha	100
Chỉnh gương điện	10

Tổng cộng	1100
-----------	------

Để tính được công suất của các tải gián đoạn ta phải nhân với hệ số hoạt động được ước tính khoảng 10% ($10\% * 1100 = 110 \text{ W}$). Sau đó ta cộng với công suất tiêu thụ của tải liên tục ta sẽ được công suất tiêu tốn của các hệ thống phụ: $P_{aux} = 260 + 110 = 370 \text{ (W)}$. Chu trình WLTC mô phỏng trong thời gian 1477 giây tương đương 0.41 giờ nên tổng năng lượng cho các hệ thống phụ trong thời gian đó sẽ là: $370.0,41 = 151,7 \text{ (Wh)}$.

- Vậy ta có năng lượng tiêu tốn trung bình cho các hệ thống phụ [21] :

$$E_{aux} = \frac{151,7}{14,664} = 10,345 \text{ (Wh / km)} \quad (3.61)$$

- Năng lượng tiêu tốn tổng cộng [3.2.3] :

$$E_{avg} = (E_p + E_{aux}) * (2 - \eta_p) \quad (3.62)$$

Trong đó: η_p : Hiệu suất truyền động từ điện năng thành chuyển cơ năng. Ta chọn $\eta_p = 0,95$.

Thế vào công thức ta có được:

$$E_{avg} = (280,1 + 10,345) * (2 - 0,95) = 304,97 \text{ (Wh / km)}$$

3.2.3 Tính toán hệ thống pin

a. Tính toán thông số một cell pin

Chọn loại pin BYD LiFePO4 Blade Battery 3,2V 138Ah. BYD Blade Battery là dòng pin lithium sắt phosphate (LiFePO_4) thế hệ mới do BYD Auto phát triển, có ưu điểm nổi bật về độ an toàn, không bốc cháy, tiết kiệm không gian và tuổi thọ dài lên tới 3000 chu kỳ sạc xả [22].

Thông số của pin [22]:

Bảng 3.7: Thông số pin BYD LiFePO4 Blade Battery 3.2V 138Ah

Hình dạng	Hình trụ	Khối lượng mbc (kg)	2.63
Model	NCR18650B	Dung lượng Cbc (Ah)	138
Chiều dài L_{bc} (m)	0,93	Điện áp Ubc (V)	3,2
Chiều rộng T_{bc} (m)	0,09	C-rate (cực đại)	3
Chiều cao H_{bc} (m)	0,0135	C-rate (liên tục)	2
		C-rate (tối ưu)	0.2

- Thể tích của mỗi cell pin (m^3) được tính theo công thức [23] :

$$V_{cc} = L_{bc} * H_{bc} * T_{bc} = 0,93.0,09.0,0135 = 1,13 * 10^{-3} (m^3) \quad (3.63)$$

Trong đó:

+ T_{bc} : Chiều rộng của một cell pin (m)

+ L_{bc} : Chiều dài của một cell pin (m)

+ H_{bc} : Chiều cao của một cell pin (m)

- Năng Lượng của một cell pin (Wh) [3.2.5]:

$$E_{bc} = C_{bc} \cdot U_{bc} = 138.3,2 = 441,6 (Wh) \quad (3.64)$$

Trong đó:

+ C_{bc} : Dung lượng một cell pin (Ah)

+ U_{bc} : Điện áp một cell pin (V)

- Năng lượng riêng theo thể tích (Wh / m^3) [30]:

$$U_v = \frac{E_{bc}}{V_{cc}} = \frac{441,6}{1,13.10^{-3}} = 390813 (Wh / m^3) \quad (3.65)$$

- Năng lượng riêng theo khối lượng (Wh/kg) [30] :

$$U_G = \frac{E_{bc}}{m_{bc}} = \frac{441,6}{2,63} = 167,909 (Wh / kg) \quad (3.66)$$

Trong đó: m_{bc} : khối lượng một cell pin (kg)

b. Tính toán hệ thống pin [23]:

Điện áp của hệ thống pin sẽ quyết định công suất điện tối đa mà hệ pin có thể cung cấp liên tục. Công suất P được tính theo công thức :

$$P = U \cdot I \quad (3.67)$$

Công thức này cho ta thấy nếu ta chọn điện thế nhỏ thì dòng điện sẽ lớn, mà dòng điện lớn thì đòi hỏi dây dẫn phải có đường kính lớn và hiện tượng mất nhiệt sẽ xảy ra nhiều. Cho nên điện áp của hệ thống pin phải cao để khắc phục điều này. Trong trường hợp này ta sẽ chọn điện áp danh định của hệ thống pin $U_{bp} = 500$.

Theo điều kiện làm việc của xe Danabus, mỗi xe buýt vận hành trung bình 8 chuyến mỗi ngày, mỗi chuyến dài 20 km, tương đương 160 km/ngày. Để giữ độ bền cũng như an toàn cho pin, quãng đường này chỉ nên tiêu thụ hết 80% dung lượng pin. Từ đó suy ra, 100% pin có thể đáp ứng quãng đường tối đa là 200 km.

Tuy nhiên, để đảm bảo hệ số an toàn vận hành, bù trừ các yếu tố thực tế như điều hòa, tải trọng, dốc đường, và hao hụt theo thời gian, hệ thống được thiết kế với quãng

đường tối đa sau một lần sạc đầy là 230 km. Mức này đảm bảo xe có thể hoàn thành lịch trình ngày bình thường mà không cần sạc nhanh giữa ngày, đồng thời vẫn còn dư dự phòng cho các tình huống khẩn cấp hoặc thay đổi lộ trình đột xuất.

Giả thiết rằng quãng đường tối đa đi được trong một lần sạc là $D_v = 230\text{km}$. Năng lượng mà hệ thống pin cần cung cấp để đi hết quãng đường D_v :

$$E_{bp} = E_{avg} \cdot D_v = 304,97 \cdot 230 = 70142,48(\text{Wh}) \quad (3.68)$$

- Số cell pin mắc nối tiếp N_{cs} được tính theo công thức:

$$N_{cs} = \frac{U_{bp}}{U_{bc}} = \frac{500}{3,2} = 156,25 \quad (3.69)$$

=> Vì số cell pin phải là số nguyên lớn nhất nên ta chọn $N_{cs} = 160$

- Ta sẽ có được điện áp của hệ thống pin:

$$U_{bp} = N_{cs} \cdot U_{bc} = 160 \cdot 3,2 = 512(\text{V}) \quad (3.70)$$

- Năng lượng của một chuỗi cell nối tiếp E_{bc} (Wh) được tính theo công thức:

$$E_{bs} = N_{cs} \cdot E_{bc} = 160 \cdot 441,6 = 70656(\text{Wh}) \quad (3.71)$$

- Số chuỗi nối tiếp mắc song song N_{bs} được tính theo công thức:

$$N_{bs} = \frac{E_{bp}}{E_{bs}} = \frac{70142,48}{70656} = 0,9927 \quad (3.72)$$

- Vì số chuỗi mắc song song phải là số nguyên nên ta phải làm tròn đến số nguyên lớn nhất, $N_{bs} = 1$. Khi đó chúng ta phải tính lại năng lượng của hệ thống pin theo chuỗi số mắc song song mới:

$$E_{bp} = N_{bs} \cdot E_{bs} = 1 \cdot 70656 = 70656(\text{Wh}) \quad (3.73)$$

- Trong thực tế thì dung lượng pin sử dụng và quãng đường di chuyển trong 1 lần sạc chỉ chiếm khoảng 80%,:

$$E_{bp(t)} = E_{bp} \cdot 80\% = 70656 \cdot 80\% = 56524,8(\text{Wh})$$

$$D_{v(t)} = D_v \cdot 80\% = 230 \cdot 80\% = 184(\text{km})$$

- Dung lượng của hệ thống pin C_{bp} (Ah) được tính theo công thức:

$$C_{bp} = N_{bs} \cdot C_{bc} = 1 \cdot 138 = 138(\text{Ah}) \quad (3.74)$$

- Số cell pin có trong hệ thống pin N_{cb} :

$$N_{cb} = N_{bs} \cdot N_{cs} = 1 \cdot 160 = 160 \quad (3.75)$$

- Dòng xả cực đại của một chuỗi I_{spc} (A):

Thiết kế nâng cấp hệ thống xe Danabus diesel thành xe điện

$$I_{spc} = C - rate_{spc} \cdot C_{bc} = 3.138 = 414(A) \quad (3.76)$$

- Dòng xả cực đại của hệ thống pin I_{bpp} (A) :

$$I_{bpp} = I_{spc} \cdot N_{bs} = 414 \cdot 1 = 414(A) \quad (3.77)$$

- Công suất cực đại của hệ thống pin P_{bpp} (W) :

$$P_{bpp} = I_{bpp} \cdot U_{bp} = 414 \cdot 512 = 211968(W) = 211,968(kW) \quad (3.78)$$

- Dòng xả liên tục của một chuỗi I_{scc} (A) :

$$I_{scc} = C - rate_{scc} \cdot C_{bc} = 2.138 = 276(A) \quad (3.79)$$

- Dòng xả liên tục của hệ thống pin I_{bcc} (A) :

$$I_{bcc} = I_{scc} \cdot N_{bs} = 276 \cdot 1 = 276(A) \quad (3.80)$$

- Công suất liên tục của hệ thống pin P_{bpc} (W) :

$$P_{bpc} = I_{bpc} \cdot U_{bp} = 276 \cdot 512 = 141312(W) = 141,312(kW) \quad (3.81)$$

- Dòng xả tối ưu của một chuỗi I_{soc} (A) :

$$I_{soc} = C - rate_{soc} \cdot C_{bc} = 0,2.138 = 27,6(A) \quad (3.82)$$

- Dòng xả tối ưu của hệ thống pin I_{boc} (A) :

$$I_{boc} = I_{soc} \cdot N_{bs} = 27,6 \cdot 1 = 27,6(A) \quad (3.83)$$

- Công suất tối ưu của hệ thống pin P_{boc} (W) :

$$P_{bpc} = I_{bpc} \cdot U_{bp} = 27,6 \cdot 512 = 14131,2(W) = 14,1312(kW) \quad (3.84)$$

- Khối lượng của cả hệ thống pin m_{bp} (kg):

$$m_{bp} = m_{bc} \cdot N_{cb} = 2,63 \cdot 157 = 420,8(kg) \quad (3.85)$$

- Thể tích của cả hệ thống pin V_{bp} (m^3) :

$$V_{bp} = V_{cc} \cdot N_{cb} = 1,13 \cdot 10^{-3} \cdot 160 = 0,181(m^3) \quad (3.86)$$

- Công suất nhiệt cần tản Q_s :

+ Công suất điện:

$$P = U_{bc} \cdot I_{bcc} = 3,2 \cdot 276 = 883,2(W) \quad (3.87)$$

+ Giả sử hiệu suất 95%, tổn thất chuyển thành nhiệt:

$$Q = P \cdot 0,05 = 883,2 \cdot 0,05 = 44,2(W / cell) \quad (3.88)$$

$$Q_s = Q \cdot N_{cb} = 44,2 \cdot 160 = 7072(W) \quad (3.89)$$

Lựa chọn hệ thống làm mát pin: Hệ thống pin 500V có công suất và mật độ năng lượng cao, được thiết kế để cung cấp năng lượng cho xe buýt điện vận hành liên tục trong thời gian dài và quãng đường lớn. Khi hoạt động ở công suất cao, đặc biệt trong điều kiện thời tiết nắng nóng hoặc tải nặng, pin phát sinh lượng nhiệt lớn. Nếu không được làm mát hiệu quả, nhiệt độ cao sẽ ảnh hưởng đến hiệu suất, tuổi thọ và an toàn của pin. Vì vậy cần chọn một hệ thống làm mát hiệu quả

=> Lựa chọn phương pháp làm mát bằng chất lỏng

- Tính lưu lượng chất lỏng dùng để tản nhiệt:

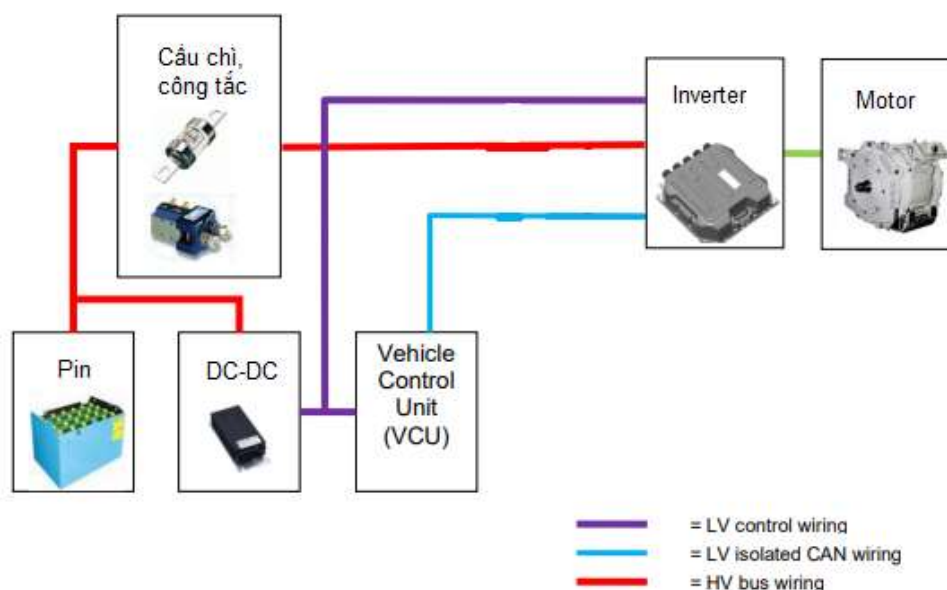
+ Nhiệt dung riêng glycol/water (50/50): $C_p = 3500(J / kg.K)$

+ ΔT : Chênh lệch nhiệt độ chất lỏng ra vào ($5-10^\circ C$): $\Delta T = 10^\circ C$

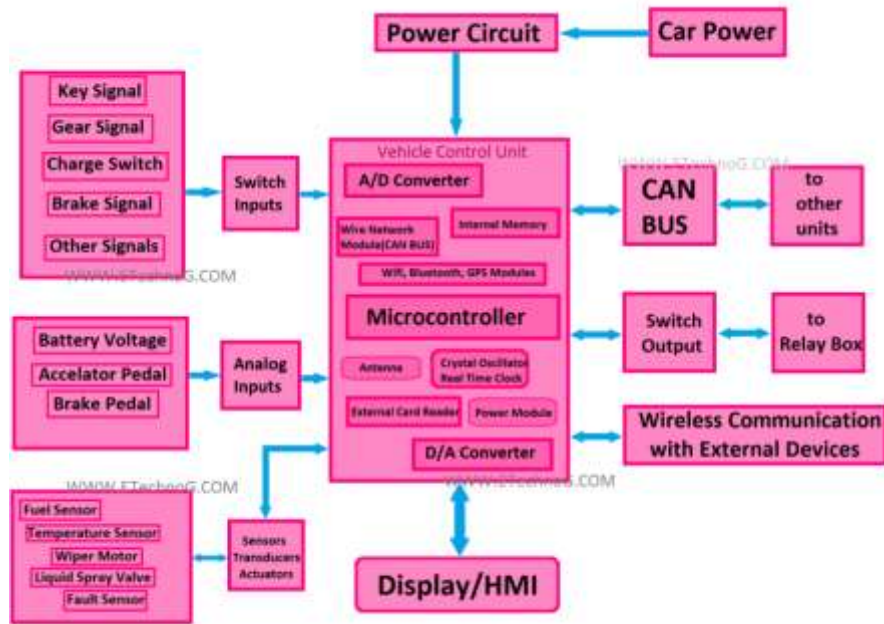
$$\dot{m} = \frac{Q}{\Delta T.C_p} = \frac{141376}{3500.10} = 4,04(kg / s) = 242,36(L / phút) \quad (3.90)$$

3.3 Lựa chọn hệ thống điều khiển

3.3.1 Tổng quan hệ thống điều khiển

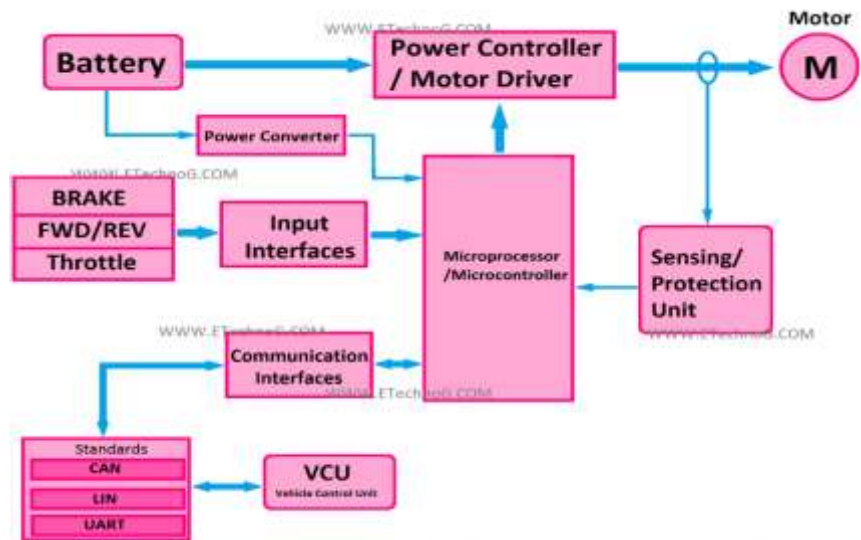


Hình 3.33: Sơ đồ hệ thống điều khiển đơn giản [24]



Hình 3.34: Sơ đồ khối VCU [25]

Người lái nhấn bàn đạp ga → cảm biến truyền tín hiệu analog vào VCU, VCU chuyển đổi tín hiệu qua A/D, xử lý, tính toán moment/tốc độ yêu cầu, gửi lệnh đến MCU/Inverter qua CAN bus.. Đồng thời, điều khiển các relay (quạt, bơm), hiển thị thông số lên màn hình, Nhận lại phản hồi (tốc độ động cơ, dòng pin, lỗi hệ thống) từ các ECU, dữ liệu có thể được lưu, gửi qua WiFi/Bluetooth đến hệ thống giám sát từ xa.



Hình 3.35: Sơ đồ khối MCU [26]

Người lái nhập lệnh (ga, phanh, tiến/lùi), tín hiệu được đưa vào bộ xử lý trung tâm (Microcontroller), bộ xử lý nhận thêm thông tin từ cảm biến động cơ và từ VCU, dựa trên thuật toán, bộ xử lý điều khiển Power Controller để cấp điện cho động cơ, Động cơ hoạt động – xe chuyển động, cảm biến phản hồi dữ liệu → điều chỉnh theo vòng kín.

3.3.2 Hệ thống quản lý điều khiển VCU (Vehicle Control Unit):

Bộ điều khiển xe là một thiết bị điện tử trong xe điện, đóng vai trò là bộ não của hệ thống điện của xe, giám sát và điều chỉnh nhiều hệ thống con khác nhau, bao gồm hệ thống truyền động động cơ, quản lý pin, quản lý nhiệt và hệ thống tái tạo năng lượng, để đảm bảo chúng hoạt động hiệu quả và hài hòa.

❖ Chức năng của VCU:

- Tích hợp và Quản lý các Thành phần Hệ thống Truyền động: VCU quản lý việc tích hợp nhiều thành phần hệ thống truyền động khác nhau, phân bổ mô-men xoắn, quản lý quá trình chuyển đổi giữa các chế độ lái khác nhau.

- Quản lý năng lượng và hiệu quả: tối ưu hóa việc sử dụng năng lượng và tăng phạm vi hoạt động của xe, giám sát các hệ thống sạc và phanh tái tạo, góp phần vào hiệu quả năng lượng của xe.

- Hệ thống an toàn và động lực học xe: liên tục theo dõi các hệ thống của xe, phát hiện bất kỳ bất thường hoặc trục trặc nào, đảm bảo rằng tất cả các thành phần của xe hoạt động chính xác và hiệu quả, góp phần vào sự an toàn chung của xe.

- Lựa chọn bộ VCU Ecotron EV22297A:



Hình 3.36: VCU Ecotron EV 22297A [27]

Bảng 3.8: Thông số VCU Ecotron EV 22297A [27]

Chip chính	Infineon TC297TP: 300MHZ, Flash 8M, SRAM 728KB
Chip giám sát	SBC: TLF35584QVVS2
Điện áp cung cấp	Điện áp một chiều 12V/24V
Điện áp đỉnh	Điện áp một chiều 36V
CAN BUS	4 kênh

LIN BUS	1 kênh
Nhiệt độ hoạt động	-40 ~ +85°C
Loại bảo vệ	IP67
Số PIN	121 Pin
Kích thước	250×194×37mm
Khối lượng	700g

VCU Ecotron EV 22297A có nhiều ưu điểm vượt trội như:

- Ecotron VCU được thiết kế theo tiêu chuẩn an toàn chức năng ISO26262 và đi kèm với một chip chính và một chip giám sát tích hợp để giám sát an toàn.
- Ecotron VCU đi kèm với phần mềm cơ bản, hay BSW, hỗ trợ tất cả các trình điều khiển đầu vào / đầu ra thông thường cho các điều khiển xe.
- Ecotron VCU đi kèm với công cụ lập trình lại dựa trên bus CAN và với các giao thức được cấu hình đúng.

3.3.3 Hệ thống điều khiển động cơ điện MCU (Motor Control Unit)

Bộ điều khiển động cơ đóng vai trò là trung tâm điều khiển cho động cơ của xe điện, thực hiện một số chức năng quan trọng để đảm bảo lái xe trơn tru và hiệu quả. Nhiệm vụ chính của nó là chuyển đổi dòng điện một chiều (DC) do pin cung cấp thành dòng điện xoay chiều ba pha (AC) để điều khiển động cơ.

❖ Chức năng của MCU:

- Kiểm soát mô-men xoắn và tốc độ của động cơ.
- Bật và tắt động cơ.
- Đảo ngược hướng của động cơ.
- Phanh tái tạo: Trong quá trình phanh, động cơ hoạt động như một máy phát điện vì lực điện động ngược của nó vượt quá điện áp cung cấp DC của MCU. Sự chênh lệch điện thế này khiến dòng điện từ động cơ sạc cho ắc quy thông qua Bộ điều khiển động cơ xe.

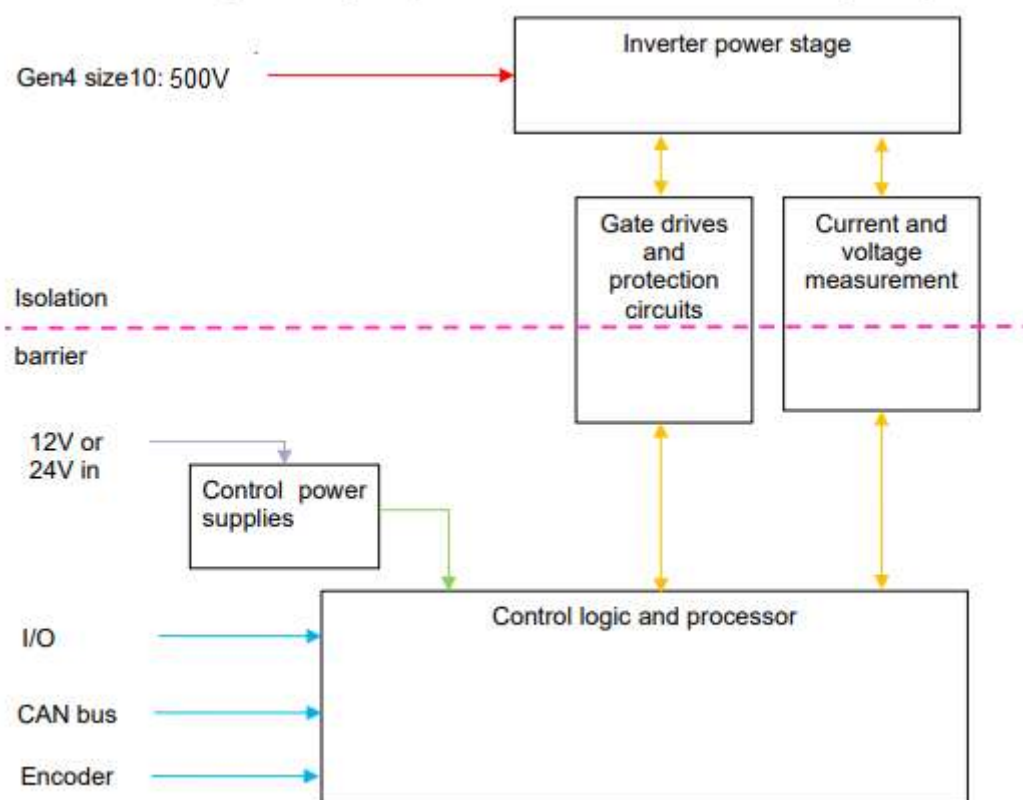
=> Lựa chọn bộ MCU Sevcon Gen4 Size 10:



Hình 3.37: MCU Sevcon Gen4 Size 10 [24]

- Thông số MCU Sevcon Gen4 Size 10:

- Điện áp hoạt động: 50 V đến 800 V DC
- Dòng pha đầu ra của động cơ: 400 A rms (trong 2 phút), 200 A rms (liên tục)
- Dòng đỉnh: Lên tới 450 A rms
- Công suất đỉnh: Lên đến 300 kW
- Công suất liên tục: Lên đến 150 kW
- Làm mát: Bằng nước
- Khối lượng: 10.9 kg
- Phương thức giao tiếp: Giao tiếp qua CAN, hỗ trợ CANopen và J1939.
- Điện áp logic 12 V hoặc 24 V
- ❖ Các thành phần và chức năng chính của bộ Sevcon Gen4 size 10:



Hình 3.38: Sơ đồ mạch điện trong Sevcon Gen4 size 10 [24]

- Inverter power stage (Khối công suất biến tần):
 - + Chuyển đổi điện DC từ pin thành điện AC để cung cấp cho motor điện.
 - + Điện áp hoạt động: 500 VDC
- Gate drives and protection circuits (Mạch điều khiển công và bảo vệ):
 - + Điều khiển các transistor công suất (IGBT/MOSFET) của khối công suất.
 - + Có chức năng bảo vệ ngắn mạch và chống hư hại cho transistor.
- Current and voltage measurement (Đo dòng và điện áp):
 - + Đo dòng điện và điện áp từ khối công suất.
 - + Cung cấp thông tin quan trọng cho bộ xử lý để giám sát và bảo vệ hệ thống (phát hiện quá dòng, quá áp...).
 - + Được cách ly với phần điều khiển logic qua isolation barrier (rào cách ly).
- Control logic and processor (Bộ xử lý điều khiển):
 - + Là “bộ não” điều khiển inverter.
 - + Xử lý tín hiệu từ encoder, CAN bus, và các ngõ vào I/O.
 - + Điều khiển trình tự đóng/mở transistor thông qua mạch gate drive.
 - + Giao tiếp với hệ thống bên ngoài (VCU, BMS...) qua CAN bus.

+ Vi xử lý (microprocessor) và DSP (digital signal processor) đảm nhiệm việc tính toán điều khiển.

- Control power supplies (Nguồn điều khiển): Chuyển đổi nguồn điện 12V hoặc 24V đầu vào thành các mức điện áp thấp cần thiết cho phần điều khiển logic.

- Các giao diện vào/ra (I/O):

+ I/O: Ngõ vào/ra số và tương tự.

+ CAN bus: Giao tiếp truyền thông với hệ thống xe.

+ Encoder: Nhận tín hiệu phản hồi vị trí/tốc độ của động cơ.

- Isolation barrier (Rào cách ly):

+ Bảo vệ phần điều khiển logic khỏi nhiễu điện và sự cố từ phía công suất.

+ Đảm bảo an toàn cho bộ vi xử lý và người sử dụng.

- Logic điều khiển: phần mềm chạy trên mạch vi xử lý và DSP với các mạch đầu vào và đầu ra cho đầu vào tương tự và kỹ thuật số, bộ mã hóa, bus CAN và đầu ra tương tự.

❖ Các biện pháp an toàn mà Bộ Điều Khiển Động Cơ (Vehicle Motor Control Unit - MCU) sử dụng để bảo vệ các linh kiện trong xe điện (EV):

- Overvoltage – Quá áp

• MCU liên tục giám sát điện áp đầu vào từ pin thông qua bộ đo ADC (Analog-to-Digital Converter).

• Nếu điện áp vượt quá giới hạn cho phép (ví dụ 800V đối với bộ điều khiển Sevcon Gen4 Size 10), MCU sẽ: Kích hoạt bảo vệ cứng (hardware cut-off) hoặc giảm tần số điều khiển để hạn chế công suất tiêu thụ.

• Trong trường hợp nghiêm trọng, MCU có thể ngắt kết nối pin qua contactor để bảo vệ toàn bộ hệ thống.

- Under voltage – Sụt áp: Khi điện áp pin xuống dưới mức tối thiểu an toàn (<50V với Sevcon Gen4), MCU:

• Có thể phát hiện qua điện áp đầu vào sụt giảm.

• Nếu vẫn cố gắng hoạt động, sẽ xả sâu pin, làm tăng nội trở và giảm tuổi thọ.

• MCU sẽ tự động tắt hoặc giảm tải, đảm bảo pin không bị tổn hại lâu dài.

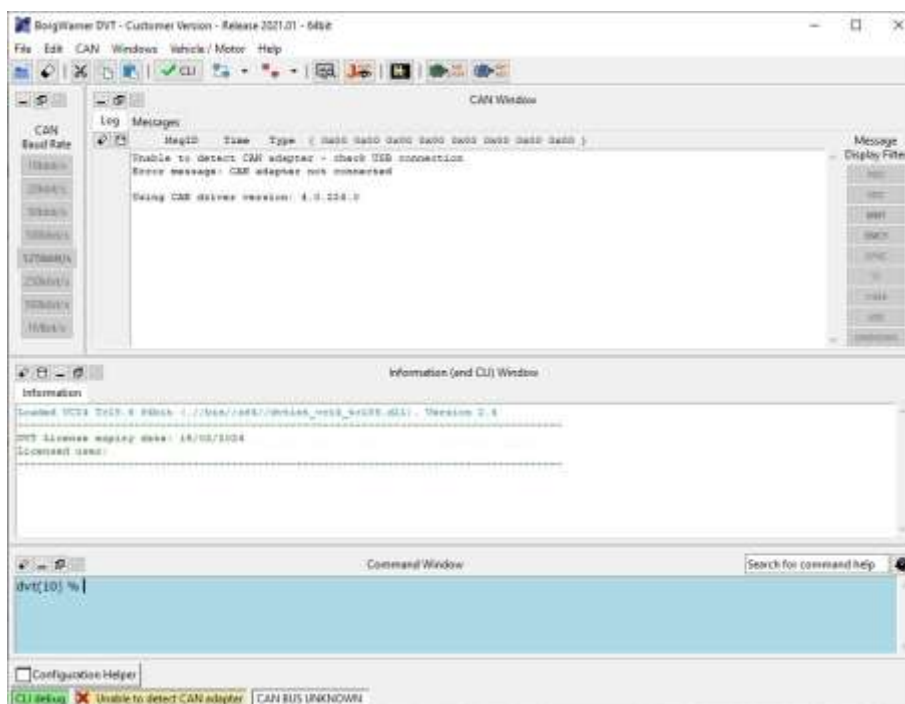
- Overcurrent – Quá dòng

• Cảm biến dòng (shunt hoặc Hall sensor) theo dõi dòng điện liên tục.

• Khi dòng vượt ngưỡng (>450 A rms đối với Sevcon Gen4), MCU: kích hoạt chế độ bảo vệ ngay lập tức: Có thể ngắt mạch (qua contactor), hoặc điều chỉnh điều khiển mô-tơ để giảm dòng (giảm moment).

- Overheating – Quá nhiệt

- Các cảm biến nhiệt độ được đặt tại nhiều điểm trong bộ điều khiển (IGBT, PCB, bộ tản nhiệt).
- Khi phát hiện nhiệt độ vượt quá mức an toàn (>100°C cho IGBT):
- MCU sẽ giảm công suất đầu ra (derating).
- Nếu quá nhiệt nghiêm trọng, hệ thống sẽ ngắt hoàn toàn để tránh cháy nổ.
- ❖ Cài đặt thông số điều khiển: sử dụng phần mềm DVT chuyên dụng để cài đặt các thông số điều khiển trong MCU.



Hình 3.39: Phần mềm DVT cài đặt thông số điều khiển motor [28]

- Tốc độ tối đa: 60 km/h

Bảng 3.9: Thông số cài đặt tốc độ trong phần mềm DVT

Mục	Giá trị đề xuất
Max Motor Speed	7000-8000 rpm
Voltage Nominal	500V
Max Frequency	~200 Hz

- Phanh tái tạo:

Bảng 3.10: Thông số cài đặt phanh tái tạo

Thông số	Giá trị đề xuất	Giải thích
Regen Torque Limit	-40% mô-men cực đại của động cơ	Cho cảm giác hãm rõ ràng nhưng không quá gắt
Braking Current Limit	150 – 200 A	Giới hạn dòng tái tạo không gây quá tải pin/BMS
Regen Ramp Time	1.5 – 2 giây	Phanh mượt, tránh giật khi bắt đầu tái tạo
Regen Enable	TRUE	Bật chức năng tái tạo
Minimum Speed for Regen	5 – 10 km/h	Tắt tái tạo dưới ngưỡng này để tránh dừng đột ngột khi xe gần dừng hẳn

3.3.4 Các tín hiệu đầu vào

+ Khối Switch Inputs: những tín hiệu số dạng ON/OFF (digital), được gửi tới VCU để thông báo trạng thái vận hành của xe.

+ Khối Key Signal: Bật/tắt toàn bộ hệ thống điều khiển xe. Khi người dùng bật khóa → VCU nhận tín hiệu ON (logic high) → bắt đầu khởi tạo hệ thống. Kích hoạt contactor, bật inverter, chuẩn bị sẵn sàng động cơ.

+ Khối Gear Signal: Thực hiện trạng thái vận hành xe theo 3 chế độ D,N,R; công tắc 3 vị trí → tín hiệu dạng logic được gửi đến VCU.

- Drive (D): MCU điều khiển motor quay tiến.
- Reverse (R): MCU điều khiển motor quay lùi.
- Neutral (N): Động cơ không sinh moment.

+ Khối Brake Signal: Phát hiện người lái đang đạp phanh → hỗ trợ tái sinh, cho phép chuyển số, cho phép chuyển từ Drive ↔ Reverse, kích hoạt phanh tái sinh nếu đang di chuyển.

+ Khối Analog Inputs: VCU sử dụng bộ chuyển đổi A/D (Analog to Digital Converter) để biến đổi tín hiệu này thành số (digital) → phục vụ xử lý logic điều khiển.

+ Khối Accelerator Pedal: Là cảm biến bàn đạp ga, khi người lái nhấn bàn đạp ga → điện áp đầu ra thay đổi tuyến tính từ khoảng 0.5V – 4.5V, VCU dùng A/D converter để đọc giá trị và xác định mức tăng tốc yêu cầu.



Hình 3.40: Cảm biến vị trí bàn đạp ga [29]

+ Khối Brake Pedal: Tương tự cảm biến ga: điện áp đầu ra thay đổi theo độ nhấn bàn đạp. Một số hệ thống dùng công tắc phanh ON/OFF kết hợp cảm biến áp suất phanh cho tái sinh.



Hình 3.41: Cảm biến bàn đạp phanh [30]

+ Khối Battery Voltage: Mạch chuyển đổi điện áp pin HV → dải tín hiệu analog, đưa vào A/D Converter bên trong VCU để số hóa.



Hình 3.42: Cảm biến dòng/áp của hệ thống pin [31]

- Các cảm biến gửi đến VCU:

+ Cảm biến nhiệt độ: Giám sát nhiệt độ motor, inverter, pin; kích hoạt quạt làm mát, giới hạn moment, báo lỗi khi nhiệt độ cao.



Hình 3.43: Cảm biến nhiệt độ [32]

+ Cảm biến giám sát lỗi hệ thống: Giúp VCU nhận biết trạng thái lỗi của thiết bị ngoại vi, VCU sẽ ghi log, hiện cảnh báo hoặc chuyển sang chế độ an toàn (safe mode).



Hình 3.44: Cảm biến giám sát lỗi hệ thống [33]

+ Cảm biến tốc độ Motor: Dùng để đo tốc độ quay của trục motor và gửi thông tin này về bộ điều khiển (MCU/VCU) nhằm điều chỉnh điện áp/tần số đầu ra từ inverter, điều khiển công suất phù hợp với tải, bảo vệ motor (ngăn quá tốc), hỗ trợ phanh tái tạo (regenerative braking)



Hình 3.45: Cảm biến tốc độ motor [34]

3.4 Tính toán hệ thống sạc

3.4.1 Thông số tính toán

- Thông số pin:

- Dung lượng pin: $C_{bp}=138 \text{ AhC}$
- Điện áp danh định: $U_{bp}=500 \text{ V}$
- Công suất cực đại hệ pin: $P_{bp} = 138.662 \text{ kW}$
- Số cell pin: 160 cell
- Năng lượng khả dụng của hệ thống pin: $E_{bp} = 71 \text{ kWh}$

- Quãng đường đi được trong 1 lần sạc: 230 km.

- Công suất tiêu thụ trung bình của xe: 14,7 Wh/km

Vì xe Danabus hoạt động trong thành phố theo các tuyến cố định, trung bình một xe chạy khoảng $n = 9$ chuyến và khoảng cách trung bình của các tuyến là $d_{tb} = 20 \div 25 \text{ km}$ [11]. Nên ta có quãng đường trung bình 1 ngày xe di chuyển là:

$$S_{tb} = d_{tb} \cdot n = 25 \cdot 9 = 225 (\text{km} / \text{ngày}) \quad (3.91)$$

3.4.2 Tính toán công suất sạc

Dựa vào năng lượng tiêu thụ trung bình của xe và khả năng cung cấp năng lượng của hệ thống pin, khoảng cách di chuyển tối đa trong 1 lần sạc của xe là 230 km. Ta thấy quãng đường mà xe cần di chuyển trong 1 ngày thấp hơn khả năng di chuyển của xe. Vì vậy, xe chỉ cần sạc 1 lần là đủ hoạt động trong ngày.

Thời gian hoạt động của xe chủ yếu là vào ban ngày, thời gian còn lại xe thường dừng ở bãi đậu. Vì vậy, để tối ưu chi phí và độ bền pin, lựa chọn phương án sạc chậm qua đêm với thời gian sạc dài.

- Công suất bộ sạc chậm:

$$P_{sc} = \frac{E_{kd}}{t_1 \cdot \mu_s} \quad (3.92)$$

Trong đó:

+ E_{bp} – Dung lượng khả dụng của bộ pin, $E_{bp} = 71$ (kWh)

+ t_1 – Thời gian sạc, $t_s = 8$ (h)

+ μ_s - Hiệu suất sạc, $\mu_s = 0,9$

$$\Rightarrow P_{sc} = \frac{E_{kd}}{t_s \cdot \mu_s} = \frac{71}{8 \cdot 0,9} = 9,86(kW)$$

Vậy chọn bộ sạc chậm AC có công suất danh định khoảng 10 kW.

Tuy nhiên, trong quá trình vận hành vẫn có nhiều trường hợp cần tính tới như hết pin giữa chuyến, lỗi pin, hụt pin do kẹt xe, tăng chuyến... Vì vậy cần bổ sung bộ sạc nhanh có công suất lớn trong trường hợp khẩn cấp.

- Lượng điện cần cung cấp khi sạc nhanh từ 0% - 80% là:

$$E_{cn} = 80\% \cdot E_{kd} = 80\% \cdot 71 = 56,8(kWh) \quad (3.93)$$

- Công suất bộ sạc nhanh:

$$P_{Sn} = \frac{E_{cn}}{t_2 \cdot \mu_s} \quad (3.94)$$

Trong đó:

+ E_{cn} – Dung lượng cần cung cấp khi sạc nhanh, $E_{cn} = 55,2$ (kWh)

+ t_1 – Thời gian sạc, $t_s = 1$ (h)

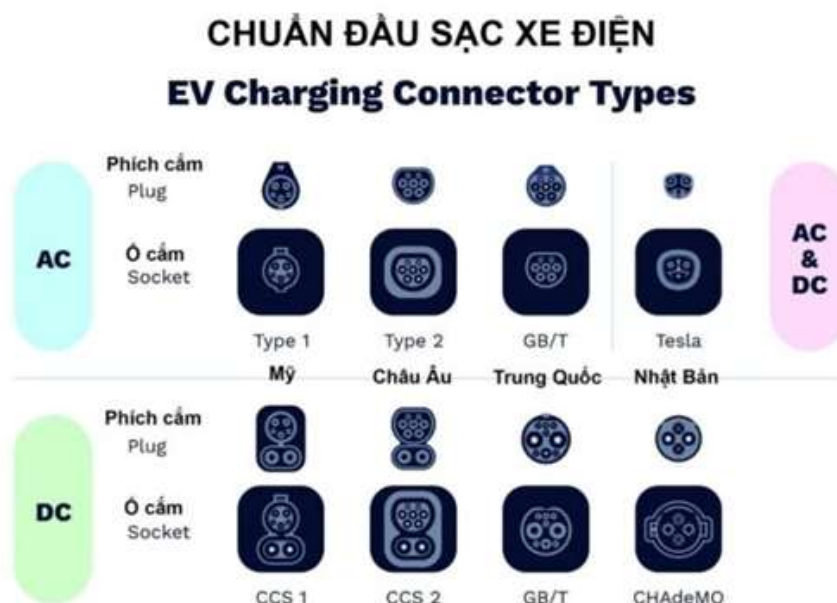
+ μ_s - Hiệu suất sạc, $\mu_s = 0,9$

$$\Rightarrow P_{Sn} = \frac{E_{cn}}{t_2 \cdot \mu_s} = \frac{55,2}{1 \cdot 0,9} = 61(kW)$$

Vậy chọn bộ sạc nhanh DC có công suất danh định khoảng 60kW.

3.4.3 Lựa chọn chuẩn sạc

Lựa chọn chuẩn sạc: có 2 phương án là sử dụng 2 cổng sạc hoặc 1 cổng sạc hỗ trợ sạc cả AC và DC.



Hình 3.46: Các loại chuẩn sạc dành cho xe điện [35]

=> Lựa chọn chuẩn sạc CCS Type 2. Chuẩn sạc CCS Type 2 dành cho điện lưới 220V, phổ biến tại Châu Âu và các quốc gia trên thế giới. Hình thức sạc này cần có trạm sạc – xuất hiện phổ biến tại các điểm sạc công cộng ở chung cư và bãi đỗ xe. Chuẩn sạc CCS kết hợp các đầu vào cho cả AC và DC bằng các chân giao tiếp dùng chung. Bằng cách đó, ổ cắm sạc dành cho ô tô được trang bị CCS sẽ nhỏ hơn không gian tương đương cần thiết cho ổ cắm CHAdeMO hoặc GB/T DC cùng với ổ cắm AC.

3.4.4 Lựa chọn thiết bị cho phương án sạc chậm

- Lựa chọn bộ sạc chậm: Bộ sạc chậm treo tường Vinfast 11kW



Hình 3.47: Bộ sạc chậm AC treo tường Vinfast 11kW

Thông số kỹ thuật:

- Điện áp đầu vào: 3 pha, 400VAC±10%.
- Tần số đầu vào: 50 Hz/60 Hz.
- Điện áp đầu ra: 400VAC±10%

Thiết kế nâng cấp hệ thống xe Danabus diesel thành xe điện

- Tần số đầu ra: 50 Hz/60 Hz.
 - Công suất sạc: Tối đa 11kW
 - Số lượng đầu ra: 1 cổng/trụ sạc.
 - Bảo vệ: Quá áp/ thấp áp/ dòng rò/ quá tải/ quá nhiệt/ mất kết nối đất.
- Lựa chọn bộ On-board Chargers OVAR 11kW:

OVAR



Hình 3.48: On-board chargers OVAR 11kW

Thông số kỹ thuật:

- Nguồn vào AC: 220/380 VAC
- Dải điện áp đầu ra DC: 200–750 VDC
- Dòng đầu ra DC: 0–20 A
- Công suất đầu ra: 11 kW
- Làm mát: Làm mát bằng chất lỏng

CHƯƠNG 4: TÍNH TOÁN KIỂM NGHIỆM HỆ THỐNG PHANH, HỆ THỐNG TREO

4.1 Thông số kỹ thuật sau cải tiến

Kiểm tra tỷ lệ khối lượng của hệ thống truyền động so với khối lượng xe. Dựa vào thông số kỹ thuật của nhà sản xuất ta có:

- + $m_1 = 50$ kg: khối lượng của động cơ điện
- + $m_2 = 11$ kg: khối lượng của bộ inverter
- + $m_3 = 420$ kg: khối lượng pin
- + $m_4 = 66$ kg: khối lượng hộp giảm tốc
- Như vậy, tổng khối lượng của hệ thống truyền động điện:

$$m_1 + m_2 + m_3 + m_4 = 547(\text{kg}) \quad (4.1)$$

- Tỷ số khối lượng:

$$\lambda = \frac{m_t}{m_0} = \frac{547}{4990} \cdot 100 = 10,96(\%) < 30(\%) \quad (4.2)$$

Trong đó: Trọng tải toàn xe $m_0 = 4990$ (kg)

Như vậy tỷ lệ đạt yêu cầu.

Bảng 4.1: Khối lượng các thành phần khi chuyển đổi

Khối Lượng bỏ ra		
Động cơ	214	kg
Bánh đà	15	kg
Ly hợp	20	kg
Các cảm biến	5	kg
Hộp số	112	kg
Hệ thống làm mát	60	kg
Hệ thống nhiên liệu	30	kg
Bộ điều khiển ecu và ecm	10	kg

Tổng khối lượng	467	kg
------------------------	-----	----

Như vậy trong quá trình cải tạo xe Danabus truyền thống chuyển sang xe điện BEV ta loại bỏ cái phần không liên quan đến việc cải tiến thay vào đó ta thêm vào các linh kiện quan trọng cho việc chuyển sang xe điện, từ kết quả trên cho ta thấy khối lượng bỏ ra bao gồm các thành phần tổng cộng là 467 kg, phần khối lượng thêm vào tổng cộng là 547 kg ta thấy sự chênh lệch về khối lượng là 80 kg sau cải tiến.

Bảng 4.2: Thông số khối lượng xe Danabus sau cải tiến

Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Trọng lượng bản thân	G_0	3300	Kg
Phân bố trên cầu trước	G_{01}	1320	Kg
Phân bố trên cầu sau	G_{02}	1980	Kg
Trọng lượng toàn bộ	G_0	5070	Kg
Phân bố trên cầu trước	G_1	2028	Kg
Phân bố trên cầu sau	G_2	3042	Kg
Chiều dài cơ sở	L_0	3950	mm

4.2. Tính toán thiết kế hệ thống phanh

Hệ thống phanh được tính toán và thiết kế theo giáo trình “Thiết kế tính toán hệ thống phanh ô tô” của TS. Lê Văn Tuy. [36]

4.2.1 Mô men phanh yêu cầu ở các cơ cấu

Viết phương trình cân bằng mô-men khi xe đứng yên ta có tọa độ trong tâm xe theo chiều dọc a, b:

$$L_0 \cdot Z_1 = b \cdot G_a \quad (4.3)$$

Suy ra:

$$b = \frac{L_0 \cdot Z_1}{G_a}$$

Trong đó:

+ G_a là trọng lượng toàn bộ của xe: $G_a = 49736,7(N)$

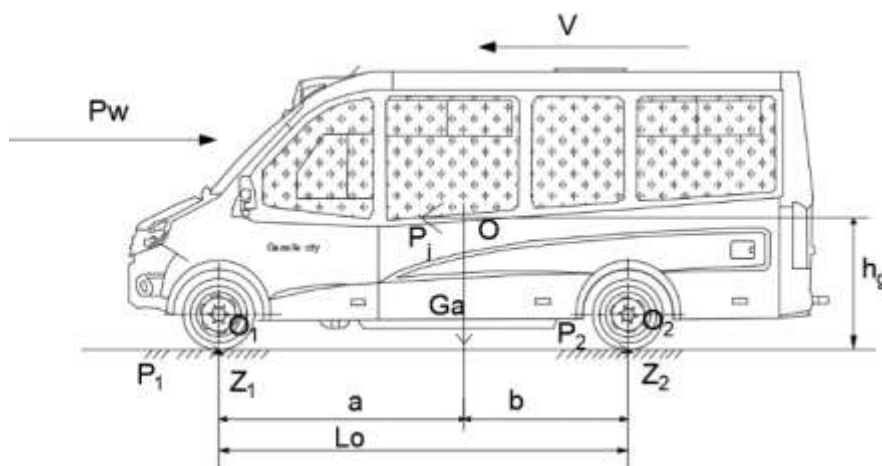
+ Z_1 là phản lực pháp tuyến ở cầu trước khi xe đứng yên:

$$Z_1 = G_1 = G_a \cdot 0,4 = 49736,7 \cdot 0,4 = 19894,68(N)$$

+ L_0 là chiều dài cơ sở của xe. $L_0 = 3950 (mm)$

$$b = \frac{19894,68 \cdot 3950}{49736,7} = 1580(mm)$$

$$a = L_0 - b = 3950 - 1580 = 2370(mm) \quad (4.4)$$



Hình 4.1: Sơ đồ tính toán lực tác dụng lên ô tô khi phanh.

Trọng lượng bám ở mỗi bánh xe G_{bx} chính bằng phản lực pháp tuyến Z tại bánh xe khi phanh. Khi ô tô được phanh khẩn cấp với tốc độ bất kỳ cho đến khi dừng hẳn ($v = 0$) thì gia tốc phanh cực đại có thể được xác định từ lực quán tính lớn nhất khi phanh P_j . Sau khi biến đổi ta có trọng lượng bám ở mỗi bánh xe trước, sau:

$$G_{bx1} = \frac{G_a}{2.L_0} \cdot (b + h_g \cdot \theta_{bx}) \quad (4.5)$$

$$G_{bx2} = \frac{G_a}{2.L_0} \cdot (a - h_g \cdot \theta_{bx}) \quad (4.6)$$

Trong đó: h_g : chiều cao trọng tâm của xe

φ_{bx} : hệ số bám giữa lốp với mặt đường khi ô tô được phanh khẩn cấp

Với hệ thống phanh không trang bị hệ thống kiểm soát và điều chỉnh độ trượt bánh xe (xe không có trang bị hệ thống chống hãm cứng bánh xe ABS – Anti-lock Brake System, hay trang bị hệ thống phanh điều khiển điện tử EBS - Electronic Brake System) thì hệ số bám khi phanh khẩn cấp chỉ có thể đạt được [3.3.14]:

$$\varphi_{bx} \approx (0,75 \div 0,8) \cdot \varphi_{\max} \approx 0,56 \div 0,68 \quad (4.7)$$

Ta có thể chọn $\varphi_{bx} = 0,6$.

Chiều cao trọng tâm xe khi không tải:

$$h_g^c = (0,39 \pm 0,02) \cdot H = 0,39 \cdot 2720 = 1060,8(mm) = 1,068(m) \quad (4.8)$$

Trong đó: H : chiều cao của xe, (m)

Chiều cao trọng tâm xe khi đầy tải:

$$h_g = (1,03 \pm 0,02) \cdot h_g^c = 1,03 \cdot 1,068 = 1,0962(m) \quad (4.9)$$

Phản lực pháp tuyến tác dụng lên các bánh xe trước/sau khi phanh khẩn cấp:

$$G_{bx1} = \frac{G_a}{2.L_0} \cdot (b + h_g \cdot \theta_{bx}) = \frac{49736,7}{2.3950} \cdot (1580 + 1096,2.0,6) = 14075(N)$$

$$G_{bx2} = \frac{G_a}{2.L_0} \cdot (a - h_g \cdot \theta_{bx}) = \frac{49736,7}{2.3950} \cdot (2370 - 1096,2.0,6) = 10794(N)$$

Suy ra lực phanh yêu cầu ở mỗi bánh xe trước, sau là:

$$P_{bx1} = G_{bx1} \cdot \theta_{bx} = 14075.0,6 = 8445(N) \quad (4.10)$$

$$P_{bx2} = G_{bx2} \cdot \theta_{bx} = 10794.0,6 = 6476(N) \quad (4.11)$$

Bán kính bánh xe: Bánh xe có thông số: 195/75R16C

$$r_0 = 0,75.B + \frac{d}{2} = 0,75.0,195 + \frac{16.25,4}{2} = 0,349(m) \quad (4.12)$$

λ_b : Hệ số biến dạng của lốp, $\lambda_b = 0,945 \div 0,95$

$$r_{bx} = r_0 \cdot \lambda_b = 0,349.0,95 = 0,33(m) \quad (4.13)$$

Mô-men phanh yêu cầu ở mỗi bánh xe trước/sau là:

$$M_{bx1} = P_{bx1} \cdot r_{bx} = 8445.0,33 = 2800(N.m) \quad (4.14)$$

$$M_{bx2} = P_{bx2} \cdot r_{bx} = 6476.0,33 = 2147(N.m) \quad (4.15)$$

4.2.2 Hệ số phân bố lực phanh lên các trục bánh xe

Thực tế mô-men phanh sinh ra ở các bánh xe là do cơ cấu phanh lắp đặt ở bánh xe sinh ra. Cơ cấu phanh ở các bánh xe có nhiều kiểu và vì vậy nói chung trên một chiếc xe có thể có các cơ cấu phanh khác nhau đối với các trục bánh xe trước và trục bánh xe sau. Ngay cả khi kiểu cơ cấu phanh giống nhau nhưng kết cấu và kích thước cụ thể vẫn có thể khác nhau tùy theo mô-men phanh yêu cầu phân bố trên các trục.

Vì vậy, để có cơ sở chọn cơ cấu phanh hợp lý, trước hết cần tính toán đánh giá tỷ số phân bố mô-men phanh (hay lực phanh) lên trục trước và trục sau theo hệ số phân bố lực phanh K_{12} như sau [3.3.14]:

$$K_{12} = \frac{M_{bx1}}{M_{bx2}} = \frac{P_{bx1}}{P_{bx2}} = \frac{(b + h_g \cdot \theta_{bx})}{(a - h_g \cdot \theta_{bx})} \quad (4.16)$$

Thế các số liệu đã tính

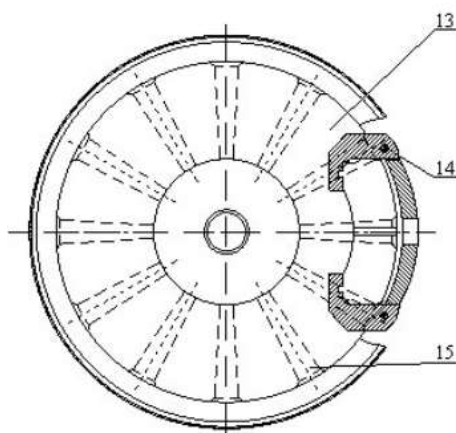
$$K_{12} = \frac{2800}{2147} = 1,304$$

Với xe du lịch do phân bố tải trọng tính lên trục trước và trục sau gần bằng nhau, nên hệ số phân bố lực phanh $K_{12} = 1,304 > 1$ là hợp lý.

4.2.3 Áp dụng cho kiểu cơ cấu phanh đĩa

a. Mô-men phanh do cơ cấu phanh sinh ra và lực ép yêu cầu

Sau khi chọn kiểu và loại cơ cấu phanh, ta tính các thông số cơ bản như mô-men phanh và lực ép. Cách tính phụ thuộc vào loại cơ cấu phanh đã chọn. Phanh đĩa ở cầu trước và sau thường có rãnh thông gió và ép bởi hai xy lanh đơn. Phanh đĩa có cơ cấu ép đối xứng, tạo ra mô-men ma sát bằng nhau từ hai má phanh do áp lực dầu từ hai piston đối xứng.



Hình 4.2: Cơ cấu phanh kiểu đĩa có rãnh làm mát

13- Đĩa ma sát; 14- Giá kẹp xy-lanh; 15 – rãnh làm mát.

Momen phanh do cơ cấu phanh sinh ra ở cầu trước, sau là:

$$M_{g1} = P_1 \cdot \mu \cdot \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{R_2^3 - R_{lt}^3}{R_2^2 - R_{lt}^2} \right) \quad (4.17)$$

$$M_{g2} = P_2 \cdot \mu \cdot \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{R_2^3 - R_{ls}^3}{R_2^2 - R_{ls}^2} \right) \quad (4.18)$$

Nếu xem các lực ép P_1 và P_2 là như nhau và bằng lực ép P của piston thì mô-men phanh tổng cộng do hai má phanh tạo ra cho đĩa phanh được xác định bằng:

$$M_p = 2 \cdot P \cdot \mu \cdot \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2} \right) \quad (4.19)$$

Trong đó R_2 là đường kính ngoài của đĩa R_2 có thể được chọn tương tự bán kính tang trống hoặc có thể chọn lớn hơn đôi chút:

$$R_2 = (0,4 \div 0,5) \cdot r_{bx} \quad (4.20)$$

$$\Rightarrow R_2 = 0,5 \cdot r_{bx} = 0,5 \cdot 0,332 = 0,166(m)$$

Còn R_1 là bán kính trong của đĩa phanh, chúng có thể được chọn theo kinh nghiệm:

$$R_1 = (0,52 \div 0,73) R_2 \quad (4.21)$$

Bằng cách tính lặp theo các điều kiện giới hạn trong quá trình thiết kế, có thể chọn:

$$R_{1t} = 0,52.R_2 = 0,52.0,166 = 0,086(m)$$

$$R_{1s} = 0,58.R_2 = 0,58.0,17 = 0,096(m)$$

μ là hệ số ma sát của phanh, đĩa phanh làm từ vật liệu hợp kim AlSi12 nên $\mu = (0,3 \div 0,41)$, chọn $\mu = 0,41$

Suy ra công thức tính các lực ép yêu cầu P đối với cơ cấu phanh kiểu đĩa được xác định như sau:

$$P = \frac{3}{4} \cdot \frac{M_p}{\mu} \cdot \left(\frac{R_2^2 - R_1^2}{R_2^3 - R_1^3} \right) \quad (4.22)$$

+ Cơ cấu phanh trước:

$$P_1 = \frac{3}{4} \cdot \frac{M_{bx1}}{\mu} \cdot \left(\frac{R_2^2 - R_{1t}^2}{R_2^3 - R_{1t}^3} \right) = \frac{3}{4} \cdot \frac{2800}{0,41} \cdot \left(\frac{0,166^2 - 0,086^2}{0,166^3 - 0,086^3} \right) = 26229,57(N)$$

+ Cơ cấu phanh sau:

$$P_2 = \frac{3}{4} \cdot \frac{M_{bx2}}{\mu} \cdot \left(\frac{R_2^2 - R_{1s}^2}{R_2^3 - R_{1s}^3} \right) = \frac{3}{4} \cdot \frac{2147}{0,41} \cdot \left(\frac{0,166^2 - 0,096^2}{0,166^3 - 0,096^3} \right) = 19534,31(N)$$

b. Tính toán xác định bề rộng má phanh:

Bề rộng má phanh xác định diện tích làm việc khi ép lên đĩa. Tăng bề rộng má phanh làm giảm áp lực trên một đơn vị diện tích, giảm mài mòn và nhiệt sinh ra khi phanh. Tuy nhiên, nếu bề rộng quá lớn, áp lực không đồng đều sẽ gây mòn không đều và giảm hiệu quả phanh.

Khi các thông số khác đã được chọn và xác định theo mô-men yêu cầu nêu trên thì bề rộng má phanh sẽ được xác định theo áp suất cho phép [q] hình thành đối với má phanh trong quá trình phanh. Với kiểu cơ cấu phanh đĩa, bề rộng má phanh có thể được xác định theo lực ép P tạo ra cho đĩa phanh như sau:

$$P = A_{ms} \cdot q = (R_2^2 - R_1^2) \cdot \frac{\alpha}{2} \cdot q \quad (4.23)$$

Trong đó R_1, R_2 là đường kính trong và ngoài của đĩa, α là góc ôm của tấm ma sát theo chu vi hình vành khăn của đĩa – đặc trưng cho bề rộng má phanh của cơ cấu phanh đĩa – tính bằng [rad], còn q là áp suất làm việc trung bình hình thành giữa má phanh và đĩa phanh trong quá trình phanh. Suy ra góc ôm đặc trưng cho bề rộng má phanh kiểu đĩa:

$$\alpha = \frac{2.P}{q \cdot (R_2^2 - R_1^2)} \quad (4.24)$$

Để bảo đảm tuổi thọ của má phanh cho một chu kỳ giữa hai lần bảo dưỡng thì giá trị áp suất làm việc của má phanh q [N/m^2] phải nhỏ hơn hoặc nằm trong giới hạn cho phép $[q] = 1,5 \div 2(MN / m^2)$, chọn $q = 2(MN / m^2)$

Thế tất cả các thông số đã biết thì ta có bề rộng má phanh như sau:

Với cơ cấu phanh trước: $P_1 = 26229,57(N)$

+ Tính theo góc ôm của má phanh:

$$\alpha_1 = \frac{2.26229,57}{2.10^6 \cdot (0,166^2 - 0,086^2)} = 1,3082(rad) = 74,95(^{\circ})$$

+ Tính theo chiều dài cung tại bán kính trung bình:

$$C_1 = R_{tb} \cdot \alpha_1 \quad (4.25)$$

Trong đó: R_{tb} là bán kính trung bình của đĩa phanh:

$$R_{tb1} = \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{R_2^3 - R_{1t}^3}{R_2^2 - R_{1t}^2} \right) = \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{0,166^3 - 0,086^3}{0,166^2 - 0,086^2} \right) = 0,13(m) \quad (4.26)$$

Thế số, ta có: $C_1 = 0,13 \cdot 1,3082 = 0,1703(m)$

So với bề rộng hình vành khăn của đĩa với bán kính ngoài $R_2 = 0,19[m]$ và bán kính trong $R_1 = 0,1[m]$ là:

$$b_{v*1} = R_2 - R_{1t} = 0,166 - 0,086 = 0,08(m) \quad (4.27)$$

Tỷ số giữa chiều dài cung và bề rộng vành khăn là 2,14; nếu chiều dài cung C_c vượt quá hai lần $(R_2 - R_1)$ thì phải dùng xy lanh kép nhằm bảo đảm ép đều cho má phanh; lúc này chiều dài má phanh thường nằm trong khoảng:

$$3 \cdot (R_2 - R_{1t}) \geq C_1 \geq 2 \cdot (R_2 - R_{1t}) \quad (4.28)$$

$$\Rightarrow 3 \cdot 0,08 \geq 0,1703 \geq 2 \cdot 0,08$$

$$\Rightarrow 0,24 \geq 0,1703 \geq 0,16$$

Nghĩa là nếu dùng xy lanh kép khi góc ôm má phanh α nằm trong khoảng:

$$3 \cdot \frac{(R_2 - R_{1t})}{R_{tb}} \geq \alpha \geq 2 \cdot \frac{(R_2 - R_{1t})}{R_{tb}} \quad (4.29)$$

$$\Rightarrow 3 \cdot \frac{0,08}{0,13} \geq 1,3082 \geq 2 \cdot \frac{0,08}{0,13}$$

$$\Rightarrow 1,83 \geq 1,3082 \geq 1,22$$

Bằng cách đó ta tìm được nhanh chóng bộ thông số cho cơ cấu phanh trước như sau:

- + Bán kính ngoài đĩa phanh: $R_2 = 0,166(m)$
- + Hệ số tối ưu: $K_r = 0,52$
- + Bán kính trong: $R_{1r} = 0,086(m)$
- + Bán kính trung bình: $R_{tb1} = 0,13(m)$
- + Bề rộng vành khăn: $b_{vk1} = 0,08(m)$
- + Lực ép của piston: $P_1 = 26229,57(N)$
- + Góc ôm má phanh: $\alpha_1 = 1,3082(rad) = 74,95(^{\circ})$
- + Chiều dài cung trung bình: $C_1 = 0,1703(m)$

Với cơ cấu phanh sau: Cũng bằng phương pháp tính tương tự đối với hệ số bán kính đĩa với $K_{r2} = 0,58$ ta có:

- + Bán kính ngoài: $R_2 = 0,166(m)$
- + Bán kính trong: $R_{1s} = 0,096(m)$
- + Bán kính trung bình: $R_{tb2} = 0,13(m)$
- + Bề rộng vành khăn: $b_{vk2} = 0,07(m)$
- + Lực ép của piston: $P_2 = 19534,31(N)$
- + Tính theo góc ôm của má phanh:

$$\alpha_2 = \frac{2.19534,31}{2.10^6.(0,166^2 - 0,096^2)} = 1,07(rad) = 61,37(^{\circ})$$

- + Tính theo chiều dài cung tại bán kính trung bình của đĩa phanh:

$$C_2 = R_{tb2} \cdot \alpha_2 = 0,13 \cdot 1,07 = 0,1436(m) \quad (4.30)$$

Tỷ số giữa chiều dài cung và bề rộng vành khăn là 2,25; nếu chiều dài cung C_c vượt quá hai lần $(R_2 - R_1)$ thì phải dùng xy lanh kép nhằm bảo đảm ép đều cho má phanh; lúc này chiều dài má phanh thường nằm trong khoảng:

$$\begin{aligned} 3.(R_2 - R_{1s}) &\geq C_1 \geq 2.(R_2 - R_{1s}) & (4.31) \\ \Rightarrow 3.0,07 &\geq 0,1436 \geq 2.0,07 \\ \Rightarrow 0,21 &\geq 0,1436 \geq 0,14 \end{aligned}$$

Nghĩa là nếu dùng xy lanh kép khi góc ôm má phanh α nằm trong khoảng:

$$3. \frac{(R_2 - R_{1s})}{R_{tb}} \geq \alpha \geq 2. \frac{(R_2 - R_{1s})}{R_{tb}} \quad (4.32)$$

$$\Rightarrow 3 \cdot \frac{0,07}{0,14} \geq 1,07 \geq 2 \cdot \frac{0,07}{0,14}$$

$$\Rightarrow 1,558 \geq 1,07 \geq 1,0388$$

c. Tính toán kiểm tra công trượt riêng:

Kích thước má phanh không chỉ xác định theo tiêu chí áp suất làm việc phải nhỏ hơn hoặc bằng áp suất cho phép [q] đã nêu ở trên nhằm bảo đảm tuổi thọ cho má phanh; mà còn được xác định theo tiêu chí công ma sát trượt riêng nhằm bảo đảm cho má phanh làm việc trong thời gian lâu dài. Bởi vì với cùng áp suất làm việc của má phanh trong quá trình phanh như nhau nhưng tốc độ xe khi bắt đầu phanh càng lớn thì má phanh sẽ càng mau mòn.

Theo định nghĩa công ma sát trượt riêng chính là công ma sát trượt của má phanh trong quá trình phanh tính trên một đơn vị diện tích làm việc của má phanh. Giả sử công ma sát trượt L trong quá trình phanh sẽ thu toàn bộ động năng của ô tô khi bắt đầu phanh với vận tốc v_1 cho đến khi ô tô dừng hẳn $v_2 = 0$; tức là:

$$L = \frac{m_a \cdot (v_1^2 - v_2^2)}{2} = \frac{G_a \cdot v_1^2}{2 \cdot g} \quad (4.33)$$

Trong đó: m_a là khối lượng toàn bộ của ô tô đầy tải khi phanh (kg)

G_a là trọng lượng của ô tô (N)

v_1 là tốc độ ô tô khi bắt đầu phanh (m/s)

g là gia tốc trọng trường (m/s²)

A_{Σ} là tổng diện tích làm việc của các má phanh trong tất cả các cơ cấu phanh (m²).

Diện tích làm việc của một cơ cấu phanh có thể được xác định:

$$A_{\Sigma} = 2 \cdot \pi \cdot (R_2^2 - R_1^2) \cdot \frac{\alpha}{2 \cdot \pi} = (R_2^2 - R_1^2) \cdot \alpha \quad (4.34)$$

Thế số đã biết cho hai má phanh của hai cơ cấu phanh trước, ta có:

$$A_{\Sigma 1} = 2 \cdot \pi \cdot (R_2^2 - R_{1r}^2) \cdot \frac{\alpha_1}{2 \cdot \pi} = (0,17^2 - 0,09^2) \cdot 2 \cdot 1,3082 = 0,0525(m^2)$$

Thế số đã biết cho hai má phanh của hai cơ cấu phanh sau, ta có:

$$A_{\Sigma 2} = 2 \cdot \pi \cdot (R_2^2 - R_{1s}^2) \cdot \frac{\alpha_2}{2 \cdot \pi} = (0,17^2 - 0,1^2) \cdot 2 \cdot 1,07 = 0,0391(m^2)$$

Vậy tổng diện tích ma sát của cả xe: $A_{\Sigma} = 0,092(m^2)$

Suy ra công trượt riêng là:

$$L_r = \frac{L}{A_\Sigma} = \frac{G_a \cdot v_1^2}{2 \cdot g \cdot A_\Sigma} \quad (4.35)$$

Trị số công ma sát riêng tính theo các công thức trên khi bắt đầu phanh với tốc độ trung bình bằng nửa tốc độ cực đại ($v_1 = 0,5 \cdot v_{\max}$) cho đến khi xe dừng hẳn ($v_2 = 0$) phải nằm trong giới hạn cho phép $[L_r] = 3 \div 7 (MJ / m^2)$.

Với $v_1 = 0,5 \cdot \left(\frac{78,45 \cdot 1000}{3600}\right) = 10,89 (m / s)$ thì ta có:

$$L_r = \frac{49736,7 \cdot 10,89^2}{0,092 \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot 10^6} = 3,28 (MJ / m^2)$$

So với giá trị cho phép là thỏa mãn.

d. Tính toán kiểm tra nhiệt độ hình thành ở cơ cấu phanh.

Trong quá trình ô tô bị phanh, động năng ô tô bị tiêu tán bởi công ma sát trượt và biến thành nhiệt năng, làm nung nóng má phanh đĩa phanh và một phần truyền ra môi trường không khí. Tuy nhiên khi phanh ngắt trong thời gian ngắn, năng lượng nhiệt không kịp truyền ra cho môi trường không khí hoặc truyền ra không đáng kể nên trong tính toán thiết kế, để an toàn về nhiệt chúng ta có thể coi đĩa phanh nhận hết nhiệt năng này trong quá trình phanh. Vì vậy ta có phương trình cân bằng nhiệt như sau:

$$\frac{m_a \cdot (v_1^2 - v_2^2)}{2} = m_p \cdot C \cdot \Delta T \quad (4.36)$$

Trong đó: m_p là tổng khối lượng của các đĩa phanh; C là nhiệt dung riêng của vật liệu làm đĩa phanh với hợp kim AlSi12 thì C có thể lấy lên tới $950 [J/kg]$. Còn ΔT là độ tăng nhiệt độ của hoặc đĩa phanh.

Độ tăng nhiệt độ của đĩa phanh khi phanh với tốc độ của ô tô $v_1 = 14,86 [m/s]$ cho đến khi dừng hẳn $v_2 = 0$ không được vượt quá 15^0 . Khi phanh ngắt với tốc độ trung bình bằng nửa tốc độ cực đại thì độ tăng nhiệt độ cũng không được vượt quá 125^0 .

+ Tính kiểm tra độ tăng nhiệt độ khi phanh với vận tốc $v = 8,33 (m / s)$. Suy ra khối lượng tổng cộng của đĩa phanh phải đủ lớn để độ tăng nhiệt độ không quá 10^0C khi phanh với tốc độ $v = 8,33 (m / s)$:

$$m_{pv} = \frac{m_a \cdot v^2}{2 \cdot C \cdot [10^0]} = \frac{5070 \cdot 8,33^2}{2 \cdot 850 \cdot 10^0} = 20,69 (kg)$$

+ Tính kiểm tra độ tăng nhiệt độ khi phanh với vận tốc $v = 0,5 \cdot v_{\max}$. Suy ra khối lượng tổng cộng của đĩa phanh phải đủ lớn để độ tăng nhiệt độ không quá 100^0C khi phanh với tốc độ $v = 0,5 \cdot v_{\max} = 11,8 (m / s)$:

$$m_{pv1} = \frac{m_a \cdot v_1^2}{2 \cdot C \cdot [100^0]} = \frac{5070 \cdot 10,89^2}{2 \cdot 850 \cdot 100^0} = 3,54(kg)$$

Vậy để bảo đảm điều kiện bền nhiệt, thì khối lượng của mỗi đĩa phanh của ô tô du lịch (có công thức bánh xe 4x2 hoặc 4x4) phải bằng:

$$m_t = \frac{20,69}{4} = 5,174(kg) \quad (4.37)$$

Cùng với bài toán kiểm tra nhiệt, bài toán tính toán thiết kế bề dày δ đĩa phanh có thể được suy ra từ công thức khối lượng đĩa phanh như sau:

$$\pi \cdot (R_2^2 - R_1^2) \cdot \delta \cdot \rho = m_t \quad (4.38)$$

Trong đó: ρ là khối lượng riêng của vật liệu làm đĩa phanh. Với hợp kim AlSi12 thì $\rho = 2700(kg / m^3)$ Với số liệu đã có, suy ra đĩa phanh trước $\delta_1 = 30(mm)$, đĩa phanh sau $\delta_2 = 33(mm)$

e. Hành trình dịch chuyển piston xy lanh công tác của cơ cấu ép

Trong truyền động phanh dầu, để tạo ra lực ép cho cơ cấu phanh chúng ta thường dùng piston để truyền lực ép P lên má phanh.

Đối với kiểu cơ cấu phanh đĩa: hành trình dịch chuyển của piston công tác x [mm] của cơ cấu ép phanh đĩa được xác định bằng:

$$x = \delta_0 \quad (4.39)$$

Với cơ cấu phanh đĩa, khe hở hướng trục δ_0 thường khá nhỏ với giá trị vào khoảng $(0,3 \div 0,5)[mm]$. Chú ý trong kiểu cơ cấu phanh đĩa thì khe hở hướng trục δ_0 thường được tự điều chỉnh bằng chính ma sát giữa đĩa phanh và má phanh hoặc bởi cơ cấu tự điều chỉnh cưỡng bức khe hở δ_0 , vì vậy trong công thức (3.45) không có thông số về lượng mòn cho phép δ_m . Chính vì vậy cơ cấu phanh đĩa có ưu điểm nổi bật hơn hẳn cơ cấu phanh trống guốc là “độ chậm tác dụng” nhỏ.

Chọn $\delta_0 = 0,6[mm]$ thì ta có: $x = 0,4 [mm] = 0,0004 [m]$

f. Tính toán các thông số kết cấu

❖ Đường kính xy lanh công tác

Đường kính xy-lanh công tác lý thuyết d_k ở các cơ cấu phanh có thể được xác định từ lực ép yêu cầu tương ứng P_k :

$$d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot P_k}{n_k \cdot \pi \cdot p_d}} \quad (4.40)$$

Trong đó :

P_k là lực ép yêu cầu ở cơ cấu phanh thứ k;

p_d là áp suất làm việc của dầu phanh trong hệ thống;

n_k là số xy lanh ép của cơ cấu phanh đĩa thứ k ;

+ Hệ thống phanh không có bơm dầu hỗ trợ: $p_d \approx 5 \div 10 [\text{MN}/\text{m}^2]$

+ Hệ thống phanh có bơm dầu hỗ trợ (ABS): $p_d \approx 15 \div 25 [\text{MN}/\text{m}^2]$

Với cơ cấu phanh trước, có lực ép $P_1 = 26229,57 [\text{N}]$ và với áp suất dầu $p_d = 15 \cdot 10^6 [\text{N}/\text{m}^2]$ và $n_k = 4$ thì ta có đường kính của 4 xy lanh công tác ở cơ cấu phanh bánh xe trước bằng:

$$d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot 26229,57}{4 \cdot \pi \cdot 15 \cdot 10^6}} = 0,0236(m) = 23,6(m)$$

Với cơ cấu phanh sau, có lực ép $P_2 = 19534,31 [\text{N}]$ và $p_d = 10 \cdot 10^6 [\text{N}/\text{m}^2]$ và $n_k = 1$ thì ta có đường kính của 4 xy lanh công tác ở cơ cấu phanh bánh xe sau là:

$$d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot 19534,31}{4 \cdot \pi \cdot 15 \cdot 10^6}} = 0,0204(m) = 20,4(m)$$

❖ Đường kính xy lanh chính

Đường kính xy lanh chính D_c sẽ được xác định từ tỷ số khuếch đại thủy lực i_k như sau:

$$i_k = \left(\frac{d_k}{D_c}\right)^2 \quad (4.41)$$

Trong đó :

i_k là tỷ số khuếch đại thủy lực của xy-lanh công tác thứ k so với xy-lanh chính.

Trong thực tế kinh nghiệm đối với hệ thống phanh dầu kiểu cơ cấu phanh đĩa thì tỷ số đường kính có thể từ 1 đến 1,7 nên tỷ số khuếch đại thủy lực có thể lên đến $i_k = 2,89$. Vì vậy, trong tính toán thiết kế có thể tính đường kính xy-lanh chính theo giá trị trung bình gần đúng như sau:

$$D_c \approx \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{d_{k \min}^2 \cdot i_1}{1} + \frac{d_{k \max}^2 \cdot i_2}{2,89}\right)} \quad (4.42)$$

Ở đây $d_{k \min}$ là giá trị nhỏ nhất của các đường kính xy-lanh công tác; $d_{k \max}$ là giá trị lớn nhất của các đường kính xy-lanh công tác; còn các số 1 và 2,89 là hệ số kinh nghiệm đã nêu ở trên.

Thế số với các giá trị đường kính xy lanh công tác đã tính, ta có đường kính xy-lanh chính được xác định như sau (chú ý vì hai cơ cấu phanh đều sử dụng xy-lanh kép – nên các đại lượng $n_1 = n_2 = 4$):

$$D_c \approx \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{0,0236^2 \cdot 4}{1} + \frac{0,0204^2 \cdot 4}{2,89}\right)} = 0,03485(m) = 34,85(mm)$$

g. Hành trình dịch chuyển của piston xy lanh chính

Piston chính có nhiệm vụ truyền lực từ bàn đạp và bộ trợ lực phanh (nếu có) để tạo ra áp suất cao trong hệ thống khí phanh. Áp suất cao trong hệ thống chỉ bắt đầu hình thành khi tất cả các khe hở trong hệ thống phanh đã được khắc phục, nên hành trình dịch chuyển của piston xy-lanh chính h [mm] được xác định:

$$h = \left(\left(\frac{2 \cdot x_1 \cdot n_1 \cdot d_1^2}{D_c^2} + \frac{2 \cdot x_2 \cdot n_2 \cdot d_2^2}{D_c^2} \right) \cdot 2 + \delta_1 + \delta_2 + \delta_{dk} \cdot \frac{d_{dk}^2}{D_c^2} \right) \cdot K \quad (4.43)$$

Trong đó:

x_1, x_2 là hành trình dịch chuyển của piston công tác ở cơ cấu phanh cầu trước/sau. Còn số 2 đi theo thông số x để xác định số lượng hai piston công tác trong mỗi cơ cấu phanh

Ta đã có $x_1 = x_2 = x = 0,0004$ [m]

n_1, n_2 số lượng trục bánh xe của cầu trước cầu sau.

d_1, d_2 đường kính xy lanh công tác ở cơ cấu phanh cầu trước cầu sau. Chỉ số 2 bên ngoài ngoặc đơn xác định có hai cơ cấu phanh trên mỗi trục bánh xe trước/sau

D_c đường kính xy lanh chính.

d_{dk} : đường kính xy lanh điều khiển đóng mở van của bộ trợ lực kiểu trợ lực gián tiếp

δ_1, δ_2 lần lượt là khe hở thông dầu trong xy lanh chính ở trạng thái không phanh ứng với các dòng trước/sau.

Có thể chọn : $\delta_1 = \delta_2 = 0,001$ [m].

δ_{dk} là khoảng dịch chuyển của piston trợ lực để điều khiển đóng mở van của bộ trợ lực.

ta chọn $\delta_{dk} = 0,001$ (m)

K hệ số tính đến bộ đàn hồi của hệ thống

Ta chọn: $K = 1,05$.

Thế tất cả thông số ta có:

$$h = \left[\left(\frac{4 \cdot 0,4 \cdot 1,23 \cdot 6^2 \cdot 4}{34,85^2} + \frac{4 \cdot 0,4 \cdot 1,20 \cdot 4^2 \cdot 4}{34,85^2} \right) \cdot 2 + 1 + 1 + 1 \cdot \frac{34,85^2}{34,85^2} \right] \cdot 1,05 = 13,9 \text{ (mm)}$$

h. Hành trình và tỷ số truyền bàn đạp phanh

Đòn bàn đạp phanh có nhiệm vụ truyền lực đạp của lái xe lên piston của xy-lanh chính. Vì vậy dịch chuyển của đầu bàn đạp phanh có thể được xác định:

$$S_{bd} = (h + \delta \cdot K) \cdot i_{bd} \quad (4.44)$$

Trong đó:

δ : là khe hở cần thiết giữa cần đẩy và piston xy-lanh chính

Ta chọn $\delta=0,0003$ [m]

δ : là khe hở cần thiết giữa cần đẩy và piston xy-lanh chính

ta chọn: $[\delta_{bd}]=0,08$ [m]

h là hành trình dịch chuyển của piston xy-lanh chính

Thay công thức tính hành trình dịch chuyển của piston xy-lanh chính h vào công thức với điều kiện giá trị hành trình bàn đạp lớn nhất đối với cơ cấu phanh đĩa không được vượt quá giá trị cho phép $[S_{bd}] \approx 60 \div 100$ [mm] (do khe hở giữa tấm ma sát và đĩa phanh không bị tăng lên khi bị mòn $\delta_m = 0$).

$$(h + \delta.K).i_{bd} \in [S_{bd}]$$

Chọn $[S_{bd}] = 0,08$ [m] với khe hở $\delta = 0,0003$ [m] thì tỷ số truyền bàn đạp:

$$i_{bd} = \frac{80}{13,9 + 0,3.1,05} = 5,63$$

i_{bd} nằm trong khoảng (4,5-10).

i. Lực cần thiết tác dụng lên bàn đạp phanh khi chưa có tính trợ lực

Lực cần thiết phải tác dụng lên bàn đạp phanh (khi chưa tính đến trợ lực) để thực hiện quá trình phanh khẩn cấp với lực phanh lớn nhất yêu cầu như sau:

$$P_{bd} \geq \frac{\pi.D_{xl}^2.p_d}{4.i_{bd}.\eta_{bd}.\eta_{xl}} \quad (4.45)$$

Trong đó:

D_{xl} là đường kính xy-lanh cung cấp dầu cho các xy-lanh công tác; khi dùng kiểu trợ lực trực tiếp thì D_{xl} là xy-lanh chính D_c .

p_d là áp suất làm việc yêu cầu lớn nhất của dầu trong hệ thống khi phanh khẩn cấp. Đại lượng i_{bd} là tỷ số truyền bàn đạp đã được xác định theo các công thức (3.55). Thông số η_{bd} là hiệu suất của bàn đạp, kể đến tổn thất truyền lực tính từ bàn đạp đến piston xy-lanh chính.

η_{xl} là hiệu suất xét đến tổn thất do ma sát của piston với xy-lanh chính. Trong tính toán, các hiệu suất có thể chọn theo kinh nghiệm sau:

+ Hiệu suất truyền động cơ khí : $\eta_{bd} \approx 0,85 \div 0,90$

Ta chọn $\eta_{bd} = 0,85$

+ Hiệu suất của piston-xy-lanh: $\eta_{xl} \approx 0,92 \div 0,95$

Ta chọn $\eta_{xl} = 0,92$

- Giá trị tính toán về lực bàn đạp theo công thức (3.56) yêu cầu phải nhỏ hơn giá trị cho phép nhằm bảo đảm điều khiển nhẹ nhàng cho lái xe đối với các ô tô hiện nay như sau:

+ Với xe du lịch, tải và khách cỡ nhỏ: $[F_{bd}] \approx 200 \div 300 [N]$

+ Với xe tải và khách cỡ trung bình và lớn : $[F_{bd}] \approx 300 \div 400 [N]$

Từ đó suy ra:

$$P_{bd} = \frac{\pi \cdot 0,03485^2 \cdot 15}{4 \cdot 5,63 \cdot 0,85 \cdot 0,92} = 3250,223 (N)$$

Kết luận: Không đảm bảo điều khiển nhẹ nhàng cho người lái nên phải trang bị thêm trợ lực lái)

j. Lực cần thiết tác dụng lên bàn đạp phanh khi có tính trợ lực

Khi có bộ phận trợ lực (*trực tiếp hay gián tiếp*) thì công thức tổng quát tính các lực cần thiết phải có để thực hiện quá trình phanh khẩn cấp với lực phanh lớn nhất yêu cầu như sau:

$$P_{bd} \cdot i_{bd} \cdot \eta_{bd} + P_{tl} \cdot i_{tl} \cdot \eta_{tl} \geq \frac{\pi \cdot D_{xl}^2 \cdot p_d}{4 \cdot \eta_{xl}} \quad (4.46)$$

Trong đó:

i_{tl} là tỷ số truyền khuếch đại lực, tính từ xy-lanh trợ lực đến piston của xy-lanh cung cấp dầu cho các xy-lanh công tác

η_{tl} là hiệu suất của bộ phận trợ lực, kể đến tổn thất truyền lực tính từ xy-lanh trợ lực đến piston xy-lanh cung cấp dầu cho các xy-lanh công tác.

Trong trường hợp trợ lực trực tiếp thì $i_{tl} = 1$;

η_{tl} có thể chọn bằng 0,9.

Lực bàn đạp cần phải tác dụng lên bàn đạp trong trường hợp có trợ lực có thể chọn theo giới hạn nhỏ $[P_{bd}] = 300 [N]$.

$$P_{tl} \geq \frac{\frac{\pi \cdot D_{xl}^2 \cdot p_d}{4 \cdot \eta_{xl}} - [P_{bd}] \cdot i_{bd} \cdot \eta_{bd}}{i_{tl} \cdot \eta_{tl}}$$

Từ đó suy ra:

$$P_{tl} \geq \frac{\frac{\pi \cdot 0,03485^2 \cdot 15 \cdot 10^6}{4 \cdot 0,92} - 300 \cdot 5,63 \cdot 0,85}{1 \cdot 0,9} = 15682,076 (N)$$

k. Đường kính xy-lanh của bầu trợ lực chân không

Để giảm nhẹ lực điều khiển phanh cho lái xe, thường dùng bộ trợ lực kiểu chân không hoặc bộ trợ lực kiểu khí nén. Lực trợ lực được tạo ra nhờ nguyên lý chênh lệch áp suất giữa hai ngăn của bầu trợ lực và được xác định như sau:

$$P_{tl} = \frac{\pi \cdot D_b^2 \cdot \Delta p}{4} \quad (4.47)$$

Suy ra đường kính bầu trợ lực D_b :

$$D_b = \sqrt{\frac{4 \cdot P_{tl}}{\pi \cdot \Delta p}}$$

Trong đó:

Δp là độ chênh lệch áp suất lớn nhất giữa hai ngăn của bầu trợ lực khi phanh khẩn cấp.

+ Với kiểu trợ lực chân không: $\Delta p_{ck} \approx (0,050 \div 0,065) [\text{MN}/\text{m}^2]$

Chọn $\Delta p_{ck} = 0,05 [\text{MN}/\text{m}^2]$

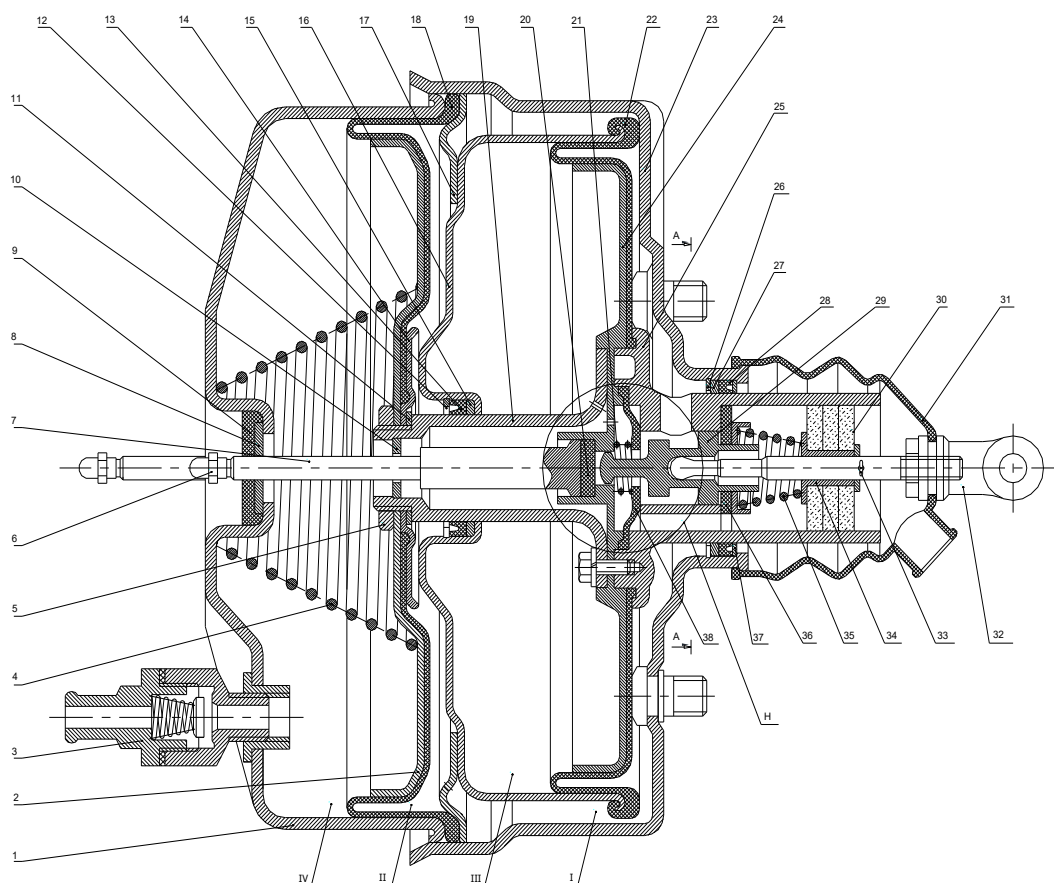
Vì kích thước bầu trợ lực của các loại xe dùng cơ cấu phanh thường nằm trong khoảng giá trị từ $D_b \approx 250 [\text{mm}]$ đến $400 [\text{mm}]$.

$$D_b = \sqrt{\frac{4 \cdot 15682,076}{\pi \cdot 0,05 \cdot 10^6}} = 0,63 (m)$$

Vì đường kính tính toán thiết kế của bầu trợ lực phanh chân không D_b có giá trị vượt quá giới hạn cho phép nên ta phải dùng bầu trợ lực chân không kiểu bầu trợ lực kép và được tính như sau :

Đường kính bầu trợ lực kép:

$$D_b = \sqrt{\frac{4 \cdot P_{tl}}{2 \cdot \pi \cdot \pi \cdot \Delta p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 15682,076}{2 \cdot \pi \cdot \pi \cdot 0,05 \cdot 10^6}} = 0,25 (m)$$

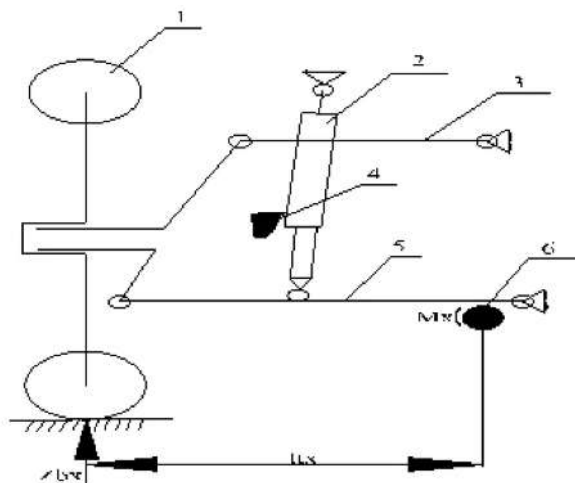


Hình 4.3: Kết cấu bầu trợ lực kép chân không

1. Nắp buồng thứ 2; 2. Piston của buồng thứ 2; 3. Van ngược; 4. Lò xo; 5. Đai ốc; 6. Cữ chặn; 7. Thanh nối; 8. Vòng đệm; 9. Đệm làm kín thanh nối; 10. Đệm chắn; 11. Vòng bích; 12. Vòng chặn; 13. Đệm chắn; 14. Màng ngăn; 15. Nắp bích; 16. Nắp khoang thứ nhất; 17. Vách ngăn khoang thứ nhất với khoang thứ 2; 18. Màng cao su của ngăn thứ 2; 19. ống dẫn hướng; 20. Giảm va đập rung; 21. Lò xo van điều khiển chân không; 22. Màng cao su của ngăn thứ nhất; 23. Thân của bầu trợ lực; 24. Piston; 25. Thân van chân không; 26. Thân van chân không; 27. Vòng đỡ thân van; 28. Vòng bích làm kính thân van; 29. Piston của van; 30. Lọc không khí; 31. Chụp bảo vệ; 32. Thanh đẩy; 33. Chốt chặn; 34. ống lót lò xo; 35. Lò xo van; 36. Vòng bích van điều khiển; 37. Đệm chắn; 38. Màng ngăn của van; 39. Vít.

4.3 Tính toán thiết kế hệ thống treo trước cho xe Danabus sau cải tạo

4.3.1 Xây dựng đường đặc tính đàn hồi hệ thống treo trước



Hình 4.4: Hệ thống treo độc lập

- 1 - Bánh xe; 2 - Giảm chấn; 3 - Thanh hướng trên; 4 - Ụ cao su; 5 - Thanh hướng dưới; 6 - Thanh xoắn

Hệ thống treo trước thiết kế dùng cho xe Danabus là hệ thống treo độc lập sử dụng giảm chấn thủy lực, lò xo và thanh xoắn.

Đặc tính đàn hồi là quan hệ giữa phản lực pháp tuyến (Z) tác dụng lên bánh xe và độ biến dạng của hệ thống treo (f) đo ngay tại trục bánh xe, tức là quan hệ hàm $Z = g(f)$.

Đường đặc tính đàn hồi là cơ sở đánh giá và thiết kế về mặt êm dịu, do đó tính toán, thiết kế cần xây dựng đường đặc tính đàn hồi của hệ thống treo.

- Hệ thống treo được tính toán và thiết kế theo giáo trình “Tính toán thiết kế ô tô” của PGS.TS Nguyễn Trọng Hoan. [37]

- Đặc tính đàn hồi thường được xây dựng với giả thiết: Bỏ qua ma sát và khối lượng phần không được treo. Nếu có số liệu về khối lượng phần không được treo thì có trừ đi phần khối lượng này khi tính phản lực Z . Xem như đặc tính có dạng tuyến tính.

- Đặc tính đàn hồi yêu cầu của hệ thống treo phải đi qua hai điểm: $A(f_t, Z_t)$, $B(f_d, Z_d)$, trong đó: Z_t : tải trọng tĩnh tác dụng tại bánh xe gây ra biến dạng f_t . f_t : biến dạng tĩnh của hệ thống treo đo tại trục bánh xe. Z_d : tải trọng động tác dụng lên bánh xe gây ra biến dạng f_d . f_d : biến dạng thêm của hệ thống treo dưới tác dụng của tải trọng động

Để xây dựng đặc tính đàn hồi yêu cầu của hệ thống treo, trước tiên ta xác định hai điểm $A(f_{tt}, Z_{tt})$, $B(f_{dt}, Z_{dt})$

Tải trọng tĩnh tác dụng lên hệ thống treo trước khi ô tô mang đầy tải (tính trên một bánh xe):

$$Z_{tt} = \frac{G_{t_1} \cdot g}{2} \quad (4.48)$$

Trong đó: $G_{t1} = G_1 - G_{ct}$ – Khối lượng phần được treo ở cầu trước (kg)

$G_1 = 2028$ (kg) – Khối lượng phân bố lên cầu trước khi ô tô mang đầy tải,

G_{ct} – Khối lượng phần không được treo cầu trước (kg)

Ta có hệ số khối lượng $\delta = 6,5 \div 7,5$ đối với xe du lịch khi xe đầy tải và bằng $\delta = 4 \div 5$ đối với xe vận tải. Hệ số khối lượng có ảnh hưởng lớn đến tính êm dịu chuyển động. Giảm khối lượng không được treo sẽ giảm được lực va đập truyền lên khung vỏ. Cho nên trong khi thiết kế xe, có khuynh hướng tăng hệ số khối lượng, mà trước hết là giảm trọng lượng phần không được treo. Xe thiết kế ở đây là xe buýt có tải trọng không lớn và như ta đã chọn các hệ treo treo cầu trước là hệ thống treo độc lập với phần tử đàn hồi là thanh xoắn nên khối lượng không được treo không thể chọn lớn quá

Vì vậy ta chọn hệ số khối lượng

$$\delta = \frac{G_1}{G_{ct}} = 5 \quad (4.49)$$

Đối với xe vận tải hành khách – buýt.

$$\Rightarrow G_{ct} = \frac{G_1}{5} = \frac{2028}{5} = 405,6(kg)$$

$$\Rightarrow G_{t1} = 2028 - 405,6 = 1622,4(kg)$$

$$\Rightarrow Z_{tt} = \frac{1622,4 \cdot 9,81}{2} = 7957,872(N)$$

- Hệ số tải trọng động k_d :

Nếu chọn k_d nhỏ thì có sự va đập liên tục lên bộ phận hạn chế làm giảm tính êm của ô tô. Nếu chọn k_d quá lớn sẽ làm cho hệ thống treo quá cứng. Chọn k_d thích hợp sao cho khi ô tô chuyển động trên đường bằng tải trọng truyền qua hệ thống treo sẽ gây va đập đối với xe buýt thì $k_d = 1,75 \div 2,5$. Chọn $k_d = 2,0$.

- Tải trọng động tác dụng lên hệ thống treo trước:

$$Z_{tmax} = k_d \cdot Z_{tt} = 2 \cdot 7957,872 = 15915,744(N) \quad (4.50)$$

- Độ võng tĩnh của hệ thống treo trước f_{tt} :

Độ võng tĩnh hệ thống treo quyết định đến tầng số dao động riêng của hệ thống treo. Do đó quyết định đến độ êm dịu của chuyển động. Tần số riêng của hệ thống treo xe buýt là $n = 60 \div 85$ (lần /phút). Tương ứng với tầng số này có độ võng tĩnh $f_{tt} = 10 \div 200$ (mm). Chọn $f_{tt} = 150$ (mm).

- Độ võng động của hệ thống treo trước f_{dt} :

Độ võng động f_{dt} quan hệ chặt chẽ với hệ số động k_d . Độ võng động f_{dt} lớn thì độ êm dịu lớn và dễ phối hợp với hệ số k_d lớn, đảm bảo tiếp xúc lốp và mặt đường tốt. Để

đảm bảo cho xe chuyển động êm dịu, hệ thống treo còn phải có dung năng động đủ lớn để tránh xảy ra va đập giữa phần được treo và không được treo khi ô tô chuyển động trên đường không bằng phẳng. Độ võng động của xe ô tô buýt là: $f_{dt} = 0,75 \cdot f_{tt}$

$$f_{td} = 0,75 f_{tt} \Rightarrow f_{td} = 0,75 \cdot 150 = 112,5(mm) \quad (4.51)$$

- Hành trình làm việc của hệ thống treo trước khi phần tử đàn hồi phụ làm việc:

Khi lò xo biến dạng đến chạm ụ cao su thì lúc này độ cứng của hệ thống tăng lên ($C = C_c + C_p$). Nhờ đó đảm bảo được Z_{max} trong giới hạn f_d cho phép. Do phần tử đàn hồi phụ là cao su nên có độ C, cứng thay đổi theo tải trọng có nghĩa là đường đặc tính phi tuyến. Độ biến dạng được thừa nhận khi tính toán là 1/3 chiều cao làm việc của ụ cao su đó.

Đối với xe buýt, hành trình làm việc của hệ thống treo trước khi phần tử đàn hồi phụ làm việc là:

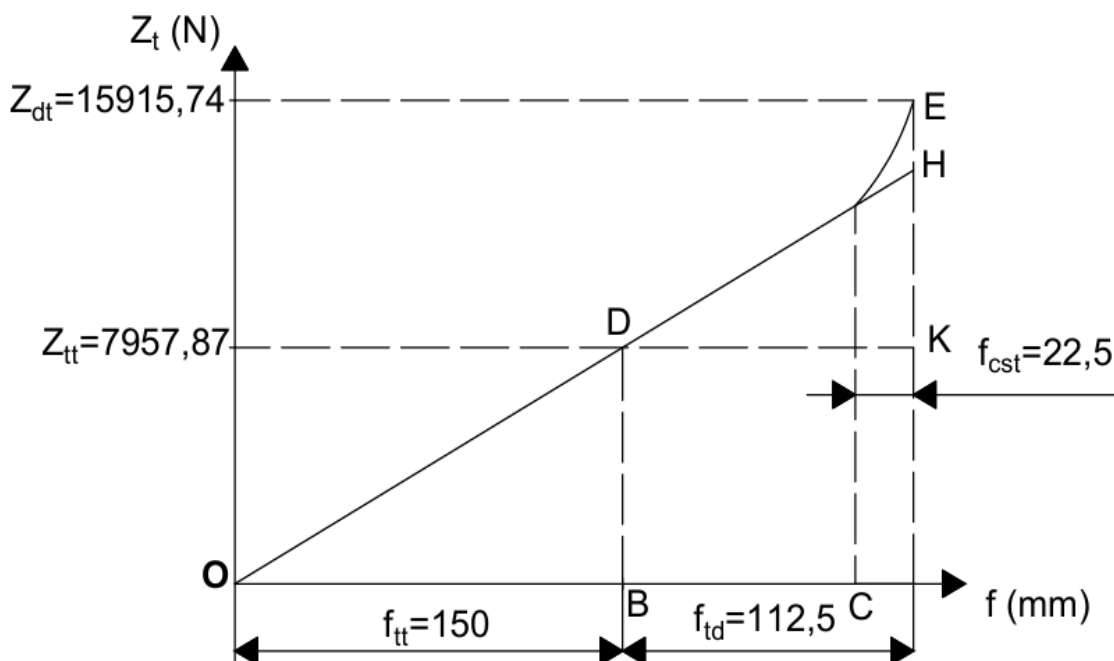
$$f_{cst} = (0,2 \div 0,3) f_{td} = 0,2 \cdot 112,5 = 22,5(mm) \quad (4.52)$$

Mặt khác độ biến dạng cao su được xác định qua công thức sau:

$$f_{cst} = \frac{2}{3} \cdot h_{cst} \Rightarrow h_{cst} = \frac{3}{2} \cdot 22,5 = 33,75(mm) \quad (4.53)$$

Với h_{cst} - là chiều cao làm việc của ụ cao su hệ thống treo trước, (mm).

Từ các thông số chính và tính toán ta xây dựng được đặc tính đàn hồi của hệ thống treo trước:



Hình 4.5: Đồ thị đường đặc tính treo trước

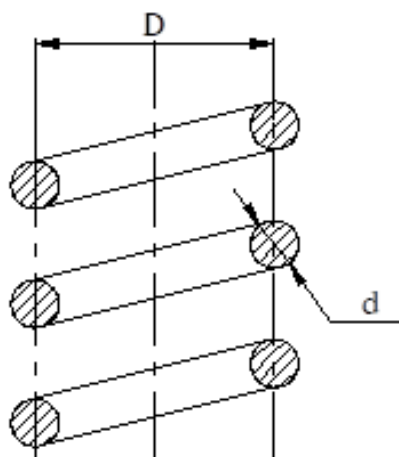
4.3.2 Tính toán lò xo hệ thống treo trước

Để tính toán đường kính và các kích thước của phần tử đàn hồi là lò xo ta phải xác định được lực tác dụng lên lò xo (Z_{lx}) độ võng tĩnh (f_t) và độ võng động (f_d) của lò xo khi chịu tải trọng tĩnh. Từ đó tính các kích thước còn lại theo các ứng suất tác dụng lên lò xo.

Tải trọng tĩnh tác dụng lên bánh xe:

$$Z_{tbx} = Z_{tt} = 1622,4(\text{kg}) = 7957,872(\text{N}) \quad (4.54)$$

a. Tính kích thước của lò xo



Hình 4.6: Kích thước lò xo trụ

D – Đường kính trung bình; d – Đường kính dây

Vật liệu chế tạo lò xo của hệ thống treo tương tự như vật liệu làm nhíp, thường là 50C2 (50Si2), 60C2(60Si2)... Chọn vật liệu làm lò xo là thép AISI 4140 có ứng suất tiếp cho phép là $[\tau_x] = 1000 \text{ MN/m}^2$.

+ Chọn tỷ số a:

$$a = \frac{D}{d} \quad (4.55)$$

Trong đó: D – Đường kính trung bình của lò xo.

d – Đường kính dây lò xo.

Tỷ số a được lấy trong khoảng: $[4 \div 9]$. Ta chọn: $a = 8$

- Tính đường kính dây lò xo (d):

$$d \geq \sqrt{\frac{K \cdot Z_{lx} \cdot a}{0,4 \cdot [\tau]}} \quad (4.56)$$

Trong đó: $a = 8$ – Hệ số tỉ lệ đường kính;

Z_{lx} - Lực tác dụng lên lò xo;

K – Hệ số tính đến sự tăng ứng suất ở bề mặt trong của lò xo. Hệ số này tăng khi giảm tỷ số D/d và được xác định như sau:

$$K = \frac{4a + 2}{4a - 3} \quad (4.57)$$

=> Thay a = 8, ta có: K = 1,17.

Thay vào công thức (4.11) ta được:

$$d \geq \sqrt{\frac{1,17 \cdot 7957,872 \cdot 8}{0,4 \cdot 10 \cdot 10^8}} = 0,0136(m) = 13,6(mm)$$

Chọn d = 14 (mm).

Tính đường kính trung bình của lò xo (D):

$$a = \frac{D}{d} \Rightarrow D = a \cdot d = 8 \cdot 14 = 112(mm) \quad (4.58)$$

- Tính độ cứng của lò xo (C_{lx}):

$$C_{lx} = \frac{Z_{lx}}{f_{tt}} = \frac{7957,872}{150} \cdot 1000 = 53052,48(N / m) \quad (4.59)$$

- Tính số vòng làm việc (n) và số vòng toàn bộ (n_{lx}) của lò xo, ta có:

$$n = \frac{M_{dh} \cdot d^4}{8 \cdot C_{lx} \cdot D^3} \quad (4.60)$$

(M_{dh} – Mô đun đàn hồi chống xoắn: $M_{dn} = 8 \cdot 10^4$ MPa = $8 \cdot 10^{10}$ Pa)

Thay số vào ta có:

$$n = \frac{8 \cdot 10^{10} \cdot 0,014^4}{8 \cdot 53052,48 \cdot 0,112^3} = 5,15$$

Chọn n = 6.

Từ đó ta có số vòng toàn bộ của lò xo:

$$n_{lx} = n + 2 = 6 + 2 = 8$$

Vậy: $n_{lx} = 8$

- Chiều dài nhỏ nhất của lò xo khi ụ cao su chịu tải trọng động:

Ta có:

$$L_{\min} \geq n_{lx} \cdot d + (n - 1) \cdot \delta \quad (4.61)$$

Với: δ : là khe hở nhỏ nhất của dây lò xo khi chịu tải

Thường $\delta = 1 \div 2$ (mm), ta chọn: $\delta = 1,5$ (mm)

Thiết kế nâng cấp hệ thống xe Danabus diesel thành xe điện

$$\Rightarrow L_{\min} \geq 8.0,014 + (6-1).1,5.10^{-3} = 0,12(m) = 120(mm)$$

Chọn $L_{\min} = 120$ (mm).

- Chiều dài của lò xo khi chịu tải trọng tĩnh (L_t):

$$L_t = L_{\min} + f_{td} = 0,12 + 0,112 = 0,232(m) \quad (4.62)$$

- Chiều dài ban đầu của lò xo (L):

$$L = L_t + f_{tt} = 0,232 + 0,15 = 0,382(mm) = 382(mm) \quad (4.63)$$

Bước xoắn của lò xo (t):

$$t = \frac{L}{n} = \frac{382}{6} = 63,7(mm) \quad (4.64)$$

b. Kiểm nghiệm bền

- Tính bền lò xo khi ứng suất cắt lớn nhất:

Từ phương trình ứng suất tiếp lớn nhất trong lò xo, ta có:

$$\tau_{\max} = \frac{8.K.Z_{lx}.D}{\pi d^3} = \frac{8.K.Z_{lx}.a}{\pi d^2} = \frac{8.1,17.7957,872.8}{3,14.0,014^2} = 967,74(MN / mm^2) \quad (4.65)$$

Vậy $\tau_{\max} < [\tau] = 1600(MN / mm^2) \Rightarrow$ Lò xo đủ bền theo ứng suất cắt.

- Kiểm nghiệm lò xo theo hệ số an toàn:

Công thức xác định hệ số an toàn của lò xo:

$$S_{\tau} = \frac{\tau_0}{\frac{\tau_a}{\varepsilon_{\tau}} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} \geq 2 \quad (4.66)$$

Trong đó:

τ_0 - Giới hạn xoắn mỏi của dây lò xo, $\tau_0 = 577$ (MN/mm²)

τ_a - Biên độ ứng suất:

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{967,74 - 612,164}{2} = 177,79(MN / mm^2) \quad (4.67)$$

τ_m - Ứng suất trung bình:

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{967,74 + 612,164}{2} = 789,952(MN / mm^2) \quad (4.68)$$

ε_{τ} - Hệ số kể đến ảnh hưởng của tiết diện dây lò xo, $\varepsilon_{\tau} = 2$.

ψ_τ - Hệ số kể đến ảnh hưởng của ứng suất trung bình, $\psi_\tau = 0,1$.

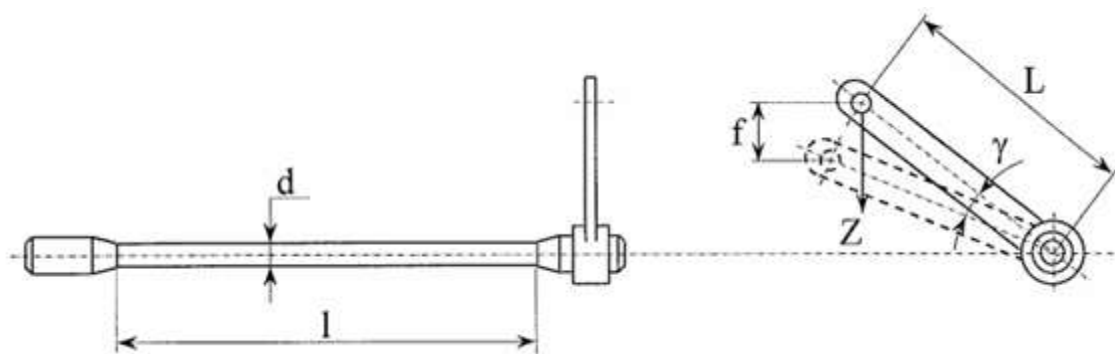
Thay vào công thức (4.21), ta được:

$$S_\tau = \frac{577}{\frac{177,79}{2} + 0,1.789,952} = 3,5 > 2$$

Vậy qua các tính toán kiểm nghiệm ở trên \Rightarrow lò xo thiết kế đủ bền.

4.3.3 Tính toán thanh xoắn

Sơ đồ thanh xoắn:



Hình 4.7: Sơ đồ tính toán thanh xoắn

Bề rộng của xe thiết kế là: $B_0 = 2200$ (mm)

Bề rộng vết bánh xe trước: $B = 1750$ (mm)

Như vậy chọn khoảng cách l_{tx} theo sơ đồ bố trí là:

$$l_{tx} = \frac{B}{4} = \frac{1750}{4} = 437,5(mm) = 0,44(m) \quad (4.69)$$

Từ sơ đồ bố trí và tải trọng động lớn nhất tác dụng lên bánh xe ta tính được mômen lớn tác dụng lên thanh xoắn là:

$$M_{x\max} = Z_{t\max} \cdot l_{tx} = 15915,744 \cdot 0,44 = 6963,138(N.m) \quad (4.70)$$

Vì trong thiết kế ta dùng thanh xoắn loại đơn nên đường kính của thanh xoắn có thể xác định theo công thức sức bền vật liệu: Khi tính ứng suất tiếp ta có:

$$\tau = \frac{16.M_{x\max}}{\pi.d^3} \quad (4.71)$$

Trong đó: τ : ứng suất tiếp cho phép, $\tau = 1000.10^6$ (N)

Suy ra:

$$d_{tx} = \sqrt[3]{\frac{16.M_{x\max}}{\pi.\tau}} = \sqrt[3]{\frac{16.6963,138}{3,14.1000.10^6}} = 0,033(m) \quad (4.72)$$

- Từ sơ đồ bố trí và độ võng cần thiết của hệ thống treo trước ta tính được góc xoắn lớn nhất của thanh xoắn:

$$\varphi_{\max} = \frac{f_{t\max}}{l_{tx}} \text{ (rad)} \quad (4.73)$$

$f_{t\max}$: độ võng lớn nhất của hệ thống treo trước

$$\begin{aligned} f_{t\max} &= f_{tt} + f_{td} = 150 + 112,5 = 262,5 \text{ (mm)} \\ \Rightarrow \varphi_{x\max} &= \frac{0,2625}{0,44} = 0,6 \text{ (rad)} \end{aligned} \quad (4.74)$$

- Chiều dài của thanh xoắn thiết kế là:

$$\begin{aligned} L_{tx} &= \frac{\pi \cdot d_{tx}^4}{32} \cdot \varphi_{x\max} \cdot \frac{G}{M_{x\max}} \\ &= \frac{3,14 \cdot 0,033^4}{32} \cdot 0,6 \cdot \frac{7,7 \cdot 10^{10}}{6963,138} = 0,772 \text{ (m)} = 772 \text{ (mm)} \end{aligned} \quad (4.75)$$

Trong đó: M_{dh} – môđun đàn hồi xoắn $G = 7,7 \cdot 10^4$ (MPa)

- Hai đầu thanh xoắn được làm then hoa để lắp nối. Đường kính và chiều dài phần then có thể chọn theo các công thức thực nghiệm sau:

$$\begin{aligned} d_t &= (1,2 \div 1,3) \cdot d_{tx} = 1,3 \cdot 0,033 = 0,04 \text{ (m)} \\ l_t &= (0,6 \div 1,2) \cdot d_{tx} = 0,9 \cdot 0,033 = 0,03 \text{ (m)} \end{aligned} \quad (4.76)$$

Then thường có dạng tam giác với góc giữa các mặt then là 90°. Vì dạng này đảm bảo phân bố tải trọng đều theo chiều dài then.

4.3.4 Tính toán giảm chấn trước

Giảm chấn trong hệ thống treo xe Danabus là loại giảm chấn hai lớp do có đặc tính làm việc lí tưởng, dễ bố trí các van và giá thành thấp.

$$M = \frac{G'_{t1}}{g} \quad (4.80)$$

Với: G'_{t1} – Trọng lượng tính trên 1 bánh xe,

$$G'_{t1} = \frac{G_{t1}}{2} = \frac{1622,4,9,81}{2} = 7957,872(N) \quad (4.81)$$

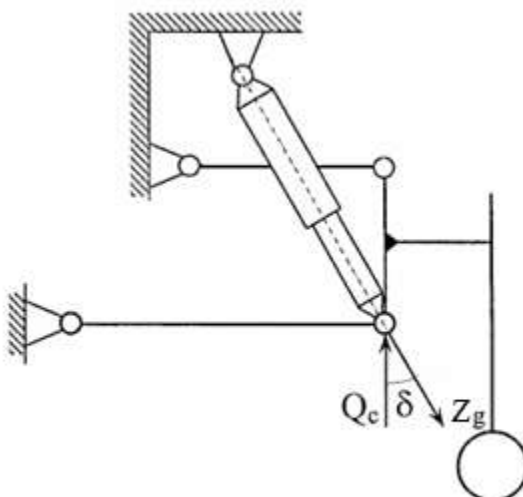
$f_t = 15$ cm – Độ võng tĩnh của hệ thống treo.

Đối với các xe ô tô hiện nay $\psi = 0,15 \div 0,3$; Chọn $\psi = 0,15$.

Suy ra, Hệ số cản của hệ thống treo K_{tr} được tính:

$$K_{tr} = \frac{2\psi G'_{t1}}{31,3\sqrt{f_t}} \quad (4.82)$$

$$\Rightarrow K_{tr} = \frac{2 \cdot 0,15 \cdot 7957,872}{31,3 \cdot \sqrt{15}} = 19,694(Ns / cm)$$



Hình 4.9: Sơ đồ lực tác dụng lên giảm chấn

Biết được K_{tr} , tùy thuộc vào dạng bộ phận hướng và cách lắp đặt giảm chấn ta sẽ tính được K_g cần thiết của giảm chấn. Theo tài liệu Thiết kế tính toán ô tô – PGS.TS Nguyễn Trọng Hoan, với kiểu bố trí giảm chấn theo phương thẳng đứng lệch góc 13° , ta có công thức sau :

$$K_g = \frac{K_{tr}}{\cos(\delta)^{m+1}} = \frac{19,694}{\cos(13)^\circ} = 20,744(Ns / cm) \quad (4.83)$$

Trong giảm chấn thủy lực tác dụng lên hai chiều không đối xứng nên lực cản của hành trình trả lớn hơn lực cản của hành trình nén của giảm chấn. Vì vậy, hệ số cản của giảm chấn được tính theo:

$$K_g = \frac{K_{gt} + K_{gn}}{2} \quad (4.84)$$

Tỉ số giữa hệ số cản của giảm chấn trong hành trình trả và hành trình nén thường nằm trong khoảng $2,5 \div 3$. Chọn $\frac{K_{gn}}{K_{gt}} = 3$.

- Hệ số cản hành trình nén:

$$K_g = \frac{3K_{gn} + K_{gn}}{2} \Rightarrow K_{gn} = \frac{K_g}{2} = \frac{20,744}{2} = 10,372(\text{Ns/cm}) \quad (4.85)$$

- Hệ số cản hành trình trả:

$$K_{gt} = 3K_{gn} = 3 \cdot 10,372 = 31,116(\text{Ns/cm}) \quad (4.86)$$

- Lực cản giảm chấn Z_g :

+ Giai đoạn làm việc bình thường, vận tốc piston $V_{n1} = V_{t1} = 30(\text{cm/s})$:

- Lực cản sinh ra trong hành trình nén nhẹ:

$$Z_{gn1} = K_{gn} \cdot V_{n1} = 10,372 \cdot 30 = 311,16(\text{N}) \quad (4.87)$$

- Lực cản sinh ra trong hành trình trả nhẹ:

$$Z_{gt1} = K_{gt} \cdot V_{t1} = 31,116 \cdot 30 = 933,48(\text{N}) \quad (4.88)$$

+ Giai đoạn làm việc ở chế độ giảm tải, vận tốc piston $V_{n1} = V_{t1} = 60(\text{cm/s})$. Lúc này van giảm tải mở, hệ số cản của giảm chấn giảm xuống K'_g

- Hệ số cản hành trình nén:

$$K'_{gn} = 0,6K_{gn} = 0,6 \cdot 10,372 = 6,223(\text{Ns/cm}) \quad (4.89)$$

- Hệ số cản hành trình trả:

$$K'_{gt} = 0,6K_{gt} = 0,6 \cdot 31,116 = 18,67(\text{Ns/cm}) \quad (4.90)$$

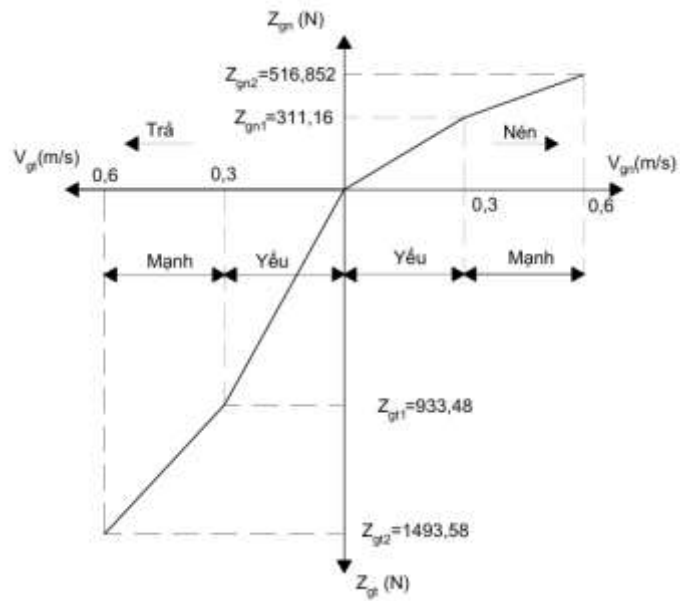
- Lực cản sinh ra trong hành trình nén mạnh:

$$Z_{gn2} = Z_{gn1} + K'_{gn} \cdot (V_{n2} - V_{n1}) = 311,16 + 6,223 \cdot (60 - 30) = 516,852(\text{N}) \quad (4.91)$$

- Lực cản sinh ra trong hành trình trả mạnh:

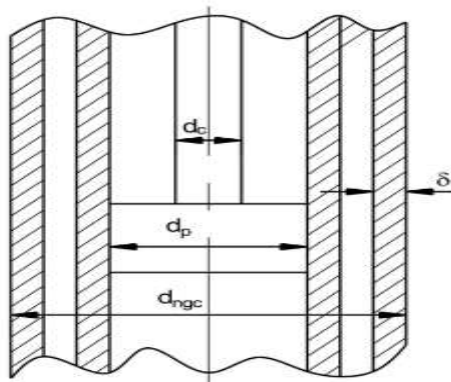
$$Z_{gt2} = Z_{gt1} + K'_{gt} \cdot (V_{t2} - V_{t1}) = 933,48 + 18,67 \cdot (60 - 30) = 1493,58(\text{N}) \quad (4.92)$$

Từ các giá trị P_{gnmax} , P_{gtmax} , P_{gn} , P_{gt} , K'_{gt} , K'_{gn} , K_{gt} , K_{gn} , V_{gmax} , V_g ta vẽ được đường đặc tính đàn hồi như hình :

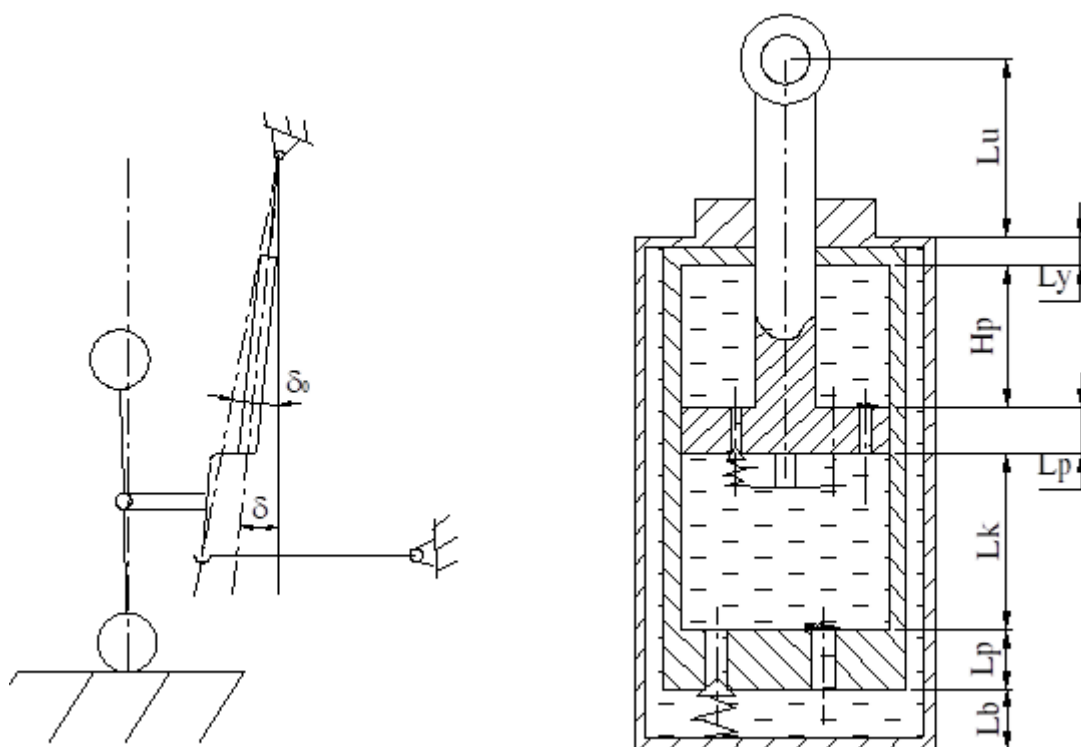


Hình 4.10: Đồ thị đường đặc tính giảm chấn

b. Tính toán thông số kích thước:



Hình 4.11: Kích thước các chi tiết trong giảm chấn



Hình 4.12: Chiều dài các chi tiết và góc đặt giảm chấn

- Đường kính piston giảm chấn $d_p = 30$ (mm)
- Đường kính cần piston giảm chấn $d_c = 12$ (mm)
- Đường kính ngoài của giảm chấn $d_{ngc} = 45$ (mm)
- Chiều dài từ ụ hạn chế tới đầu trên của ty đẩy: $L_U = 26$ (mm).
- Chiều dài nắp giảm chấn $L_Y = 0,3 \cdot d_p = 0,5 \cdot 30 = 9$ (mm)
- Chiều dày của piston $L_P = 0,8 \cdot d_p = 0,8 \cdot 30 = 24$ (mm)

- Hành trình piston H_P là biến dạng của hệ thống treo. Do cấu tạo của giảm chấn có nhiệm vụ là trụ xoay đứng, mặt khác, đường tâm trục của giảm chấn không trùng với đường tâm lý thuyết của trụ xoay đứng và có góc nghiêng của giảm chấn $\gamma_{gc} = 6^\circ$, do đó:

$$H_P = \frac{f_u + f_{td}}{\cos(\gamma_{gc})} = \frac{150 + 112,5}{\cos(6^\circ)} = 264 \text{ (mm)}. \quad (4.93)$$

- Chiều dài của ty đẩy: $L_T = L_U + L_Y + H_P = 25 + 9 + 264 = 298$ (mm).
- Khoảng cách từ đáy của piston tới mặt trên của vỏ ngoài khi piston nằm ở điểm chết dưới L_k , $L_k = (0,4 \div 0,9) d_p$ chọn $L_k = 0,4 \cdot d_p = 0,4 \cdot 30 = 12$ (mm).
- Khoảng cách từ đáy của vỏ trong tới đáy của vỏ ngoài $L_b = 0,7 \cdot d_p = 21$ (mm)
- Chiều dài của xylanh giảm chấn:

$$L_X = L_Y + H_P + 2L_P + L_k + L_b = 9 + 264 + 2.24 + 12 + 21 = 354 \text{ (mm)}.$$

- Chiều dài toàn giảm chấn là: $L_G = L_X + L_U = 354 + 26 = 380 \text{ (mm)}$.

c. Xác định tiết diện lưu thông của các van giảm chấn

- Tổng diện tích của các lỗ van:

$$S_{\Sigma} = \frac{Q}{\mu \cdot \sqrt{\frac{2Z_g}{\rho S_p}}} \quad (4.94)$$

Trong đó: S_p – Diện tích đỉnh piston;

V_g – Vận tốc dịch chuyển của piston;

F_p – Diện tích hữu ích của piston giảm chấn;

μ – Hệ số thông qua tiết lưu, chọn $\mu = 0,7$;

ρ – Khối lượng riêng của dầu giảm chấn, chọn $\rho = 900 \text{ (kg/m}^3\text{)}$

+ Trường hợp ở hành trình nén:

Diện tích hiệu dụng của piston giảm chấn:

$$S_p = \frac{\pi}{4} \cdot d_p^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 0,03^2 = 7,07 \cdot 10^{-4} \text{ (m}^2 \text{ / s)} \quad (4.95)$$

Với $d_p = 0,03 \text{ m}$ – Đường kính piston.

• Nén nhẹ: $V_g = V_{gn1} = 0,3 \text{ (m / s)}$

$$\Rightarrow S_{\Sigma 1} = \frac{S_p \cdot V_{gn1}}{\mu \cdot \sqrt{\frac{2Z_{gn1}}{\rho S_p}}} = \frac{7,07 \cdot 10^{-4} \cdot 0,3}{0,7 \cdot \sqrt{\frac{2.311,16}{900 \cdot 7,07 \cdot 10^{-4}}}} = 9,7 \cdot 10^{-6} \text{ (m}^2\text{)} = 9 \text{ (mm}^2\text{)}$$

• Nén mạnh: $V_g = V_{gn2} = 0,6 \text{ (m / s)}$

$$\Rightarrow S_{\Sigma 2} = \frac{S_p \cdot V_{gn2}}{\mu \cdot \sqrt{\frac{2Z_{gn2}}{\rho S_p}}} = \frac{7,07 \cdot 10^{-4} \cdot 0,6}{0,7 \cdot \sqrt{\frac{2.516,825}{900 \cdot 7,07 \cdot 10^{-4}}}} = 15,03 \cdot 10^{-6} \text{ (m}^2\text{)} = 15,03 \text{ (mm}^2\text{)}$$

+ Trường hợp ở hành trình trả:

Diện tích hiệu dụng của piston giảm chấn:

$$F_p = \frac{\pi}{4} \cdot (d_p^2 - d_t^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (0,03^2 - 0,012^2) = 5,94 \cdot 10^{-4} \text{ (m}^2 \text{ / s)} \quad (4.96)$$

Với $d_t = 0,012 \text{ (m)}$ – Đường kính cần piston.

• Trả nhẹ: $V_g = V_{gt1} = 0,3 \text{ (m / s)}$

$$\Rightarrow S_{\Sigma 3} = \frac{F_p \cdot V_{gt1}}{\mu \cdot \sqrt{\frac{2Z_{gt1}}{\rho S_p}}} = \frac{5,94 \cdot 10^{-4} \cdot 0,3}{0,7 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 933,48}{900 \cdot 7,07 \cdot 10^{-4}}}} = 4,7 \cdot 10^{-6} (m^2) = 4,7 (mm^2)$$

• Trả mạnh: $V_g = V_{gt2} = 0,6 (m/s)$

$$\Rightarrow S_{\Sigma 3} = \frac{F_p \cdot V_{gt1}}{\mu \cdot \sqrt{\frac{2Z_{gt1}}{\rho S_p}}} = \frac{5,94 \cdot 10^{-4} \cdot 0,6}{0,7 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1493,58}{900 \cdot 7,07 \cdot 10^{-4}}}} = 7,43 \cdot 10^{-6} (m^2) = 7,43 (mm^2)$$

- Tính kích thước các lỗ van nén và lỗ van trả:

Đường kính của các lỗ van được xác định theo công thức:

$$d = 2 \sqrt{\frac{S_{\Sigma}}{\pi n}} \quad (4.97)$$

Với n – Số lỗ van.

Với kết cấu giảm chấn 2 lớp vỏ có các van nén và trả nhẹ là các van lá luôn mở trong các hành trình nén nhẹ hay trả nhẹ, khi xe làm việc ở điều kiện đường xá tương đối tốt mặt đường không gồ ghề lắm, lúc này lực kích động mặt đường nhỏ giảm chấn làm việc ở chế độ tải nhẹ tức là lúc này áp suất dầu không cao lắm. Với vận tốc $v \leq 0,3$ (m/s) thì chất lỏng chỉ đi qua các lỗ van thông qua chứ chưa đủ áp suất làm thay đổi diện tích lưu thông. Từ đó suy ra:

+ Đường kính 1 lỗ van nén trong hành trình nén nhẹ, với $n = 6$:

$$d_n = 2 \sqrt{\frac{S_{\Sigma 1}}{\pi n}} = 2 \sqrt{\frac{9,7}{\pi \cdot 6}} \approx 1,5 (mm)$$

+ Đường kính 1 lỗ van nén trong hành trình trả nhẹ, với $n = 6$:

$$d_n = 2 \sqrt{\frac{S_{\Sigma 3}}{\pi n}} = 2 \sqrt{\frac{4,7}{\pi \cdot 6}} = 1 (mm)$$

Van trả mạnh làm việc khi vận tốc piston $v > 0,3$ m/s, khi đó xe làm việc ở điều kiện đường xá gồ ghề, mặt đường xấu, lúc này lực kích động mặt đường lớn, giảm chấn làm việc ở chế độ tải nặng làm giảm chấn bị nén vào hoặc kéo ra rất mạnh, làm áp suất dầu tăng một cách đột ngột. Với vận tốc piston $v > 0,3$ m/s thì dòng chất lỏng lúc này có lưu lượng lớn hơn lưu lượng của dòng chất lỏng trong hành trình nén hay trả nhẹ, một phần chất lỏng đi qua các lỗ van nén và trả nhẹ, phần còn lại tạo ra áp lực lớn hơn lực cản của các lò xo van nén và van trả mạnh làm mở hết các van, tức là diện tích lưu thông lúc này là tối đa. Từ đó suy ra:

+ Đường kính 1 lỗ van nén trong hành trình nén mạnh, với $n = 4$:

Thiết kế nâng cấp hệ thống xe Danabus diesel thành xe điện

$$d_n = 2\sqrt{\frac{S_{\Sigma 2} - S_{\Sigma 1}}{\pi n}} = 2\sqrt{\frac{15,03 - 9,7}{\pi \cdot 4}} = 1,3(\text{mm})$$

+ Đường kính 1 lỗ van trả trong hành trình trả mạnh, với $n = 4$:

$$d_n = 2\sqrt{\frac{S_{\Sigma 4} - S_{\Sigma 3}}{\pi n}} = 2\sqrt{\frac{7,42 - 4,7}{\pi \cdot 4}} = 0,93(\text{mm})$$

d. Công và công suất tiêu thụ

Phương trình cân bằng nhiệt của chất lỏng trong giảm chấn:

$$N_t = \alpha_t \cdot S_g \cdot (T_g - T_m) t \quad (\text{Nm/s}) \quad (4.98)$$

Trong đó :

+ N_t – Công suất tiêu thụ bởi giảm chấn,

$$N_t = \frac{(K_{gt} + K_{gn})}{2} \cdot V_g^2 \quad (4.99)$$

Với $V_g = 0,3 \text{ m/s}$ ta được:

$$N_t = \frac{Z_{gn} + Z_{gt}}{2} V_g = \frac{311,16 + 933,48}{2} \cdot 0,3 = 186,696(\text{Nm} / \text{s})$$

+ α_t - Hệ số truyền nhiệt, chọn $\alpha_t = 60 \text{ (J/m}^2\text{h}^\circ\text{C)}$

+ S_g – diện tích mặt ngoài của giảm chấn (m^2),

$$S_g = \pi \cdot d_n \cdot \left(\frac{d_n}{2} + L_G\right) \quad (4.100)$$

$$\Rightarrow S_g = \pi \cdot 0,045 \cdot \left(\frac{0,065}{2} + 0,380\right) = 0,057(\text{m}^2)$$

+ T_m – nhiệt độ môi trường ($^\circ\text{C}$). Chọn $T_m = 30^\circ\text{C}$

+ T_g – Nhiệt độ lớn nhất của thành giảm chấn

+ t – Thời gian làm việc của giảm chấn, $t = 1\text{h} = 3600\text{s}$

Từ công thức 4.54, ta có thể kiểm tra chế độ nhiệt của giảm chấn sau 1 giờ làm việc:

$$T_{g \max} = \frac{N t t}{\alpha_t \cdot S_g} + m \leq [T_{g \max}] \quad (4.101)$$

$$\Rightarrow T_{g \max} = \frac{186,696}{60 \cdot 0,057 \cdot 1} + 30 \approx 85^\circ\text{C} < [T_{g \max}] = 120^\circ\text{C}$$

Vậy nhiệt độ của giảm chấn không vượt quá giá trị cho phép là $(100 \div 120)^\circ\text{C}$

4.4 Tính toán thiết kế hệ thống treo sau cho xe Danabus sau cải tạo

4.4.1 Xây dựng đường đặc tính hệ thống treo sau

- Tải trọng tĩnh tác dụng lên hệ thống treo sau khi ô tô mang đầy tải (tính trên một bánh xe) [37] :

$$Z_{ts} = \frac{G_{ts} \cdot g}{2}, [N] \text{ với } G_{ts} = G_2 - G_{cs} \quad (4.102)$$

Trong đó:

G_2 – Khối lượng phân bố lên cầu sau khi ô tô mang đầy tải, $G_2 = 3042(kg)$

G_{cs} – Khối lượng phân không được treo cầu sau.

Ta chọn hệ số khối lượng $\delta = \frac{G_2}{G_{cs}} = 5$

$$G_{cs} = \frac{G_2}{5} = \frac{3042}{5} = 608,4(kg)$$

$$G_{ts} = 3042 - 608,4 = 2433,6(kg)$$

$$Z_{ts} = \frac{2433,6 \cdot 9,81}{2} = 11936,81(N)$$

- Hệ số động lực học k_d

Nếu chọn k_d nhỏ thì có sự va đập liên tục lên bộ phận hạn chế làm giảm tính êm của ô tô. Nếu chọn k_d quá lớn sẽ làm cho hệ thống treo quá cứng. Chọn k_d thích hợp sao cho khi ô tô chuyển động trên đường bằng tải trọng truyền qua hệ thống treo sẽ gây va đập ít. đối với xe buýt thì $k_d = 1,75 \div 2,5$ Chọn $k_d = 1,75$.

- Tải trọng lớn nhất có thể truyền qua hệ thống treo sau:

$$Z_{\max s} = k_d \cdot Z_{ts} \rightarrow Z_{\max s} = 1,75 \cdot 11936,81 = 20889,41(N) \quad (4.103)$$

- Độ võng tĩnh của hệ thống treo sau f_{ds}

Để tránh các dao động lắc dọc (kiểu ngựa phi), tỷ số giữa độ võng tĩnh của hệ thống treo sau và trước cần nằm trong giới hạn: $(f_{ts} / f_{tt}) = 1,0 \div 1,2$ (đối với xe tải và xe buýt).

$$\rightarrow f_{ts} = (1,0 \div 1,2) \cdot f_{tt} = (1 \div 1,2) \cdot 110 = (110 \div 120)[mm] \quad (4.104)$$

Ta chọn $f_{ts} = 120(mm)$

- Độ võng động của hệ thống treo sau f_{ds}

Xe ô tô buýt là :

$$f_{ds} = 0,75 \cdot f_{is} = 0,75 \cdot 120 = 90(mm) \quad (4.105)$$

- Hành trình làm việc của hệ thống treo khi phần tử đàn hồi phụ làm việc:

Khi lo xo biến dạng đến chạm ụ cao su thì lúc này độ cứng của hệ thống tăng lên ($C = C_c + C_p$). Nhờ đó đảm bảo được Z_{\max} trong giới hạn f_{ds} cho phép. Do phần tử đàn hồi phụ là cao su nên có độ C_p cứng thay đổi theo tải trọng có nghĩa là đường đặc tính phi tuyến. Độ biến dạng được thừa nhận khi tính toán là 1/3 chiều cao làm việc của ụ cao su đó.

Đối với xe buýt:

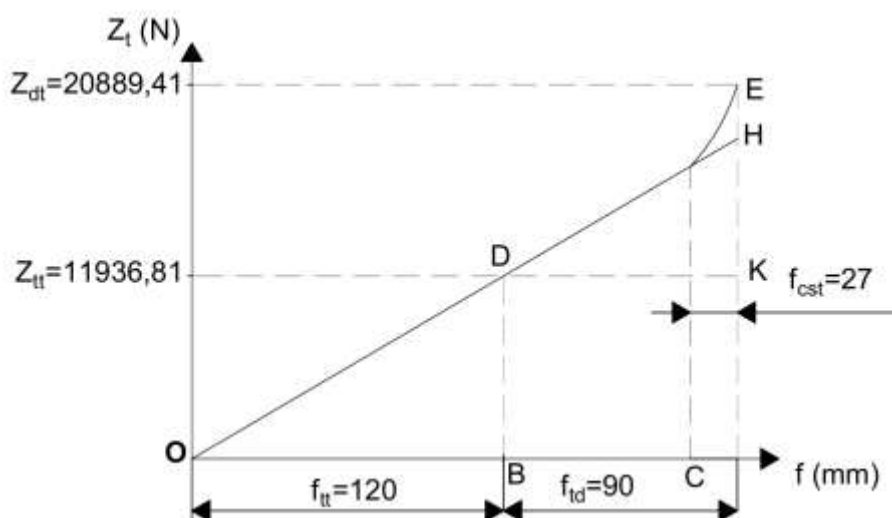
$$f_{cs} = (0,2 \div 0,3) \cdot f_{ds} = 0,3 \cdot 90 = 27(mm) \quad (4.106)$$

Mặc khác độ biến dạng cao su được xác định theo công thức sau:

$$f_{cs} = \frac{2}{3} \cdot h_{cs} \quad (4.107)$$

$$\rightarrow h_{cs} = \frac{3}{2} \cdot f_{cs} = \frac{3}{2} \cdot 27 = 40,5(mm)$$

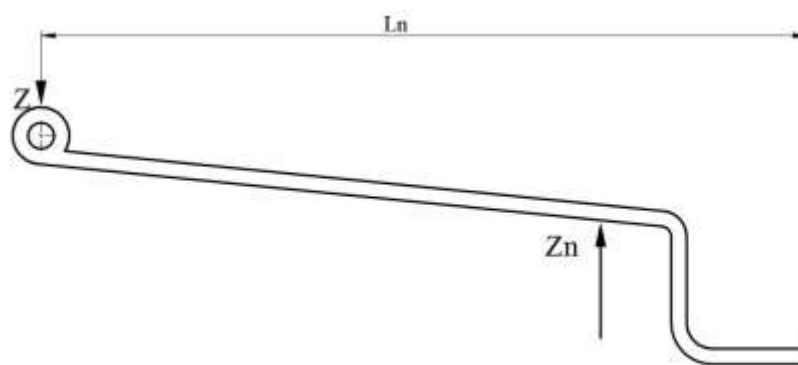
Trong đó: h_{cs} – là chiều cao làm việc của ụ cao su hệ thống treo sau.



Hình 4.13: Đồ thị đường đặc tính hệ thống treo sau

4.4.2 Tính toán bộ phận đàn hồi hệ thống treo sau phụ thuộc

- Các thông số cơ bản



Hình 4.14: Sơ đồ lực tác dụng lên lá nhíp

L_n - Chiều dài lá nhíp

Z_n - Lực tác dụng lên lá nhíp dầm cầu

Z - Tải trọng thẳng đứng từ phần được treo tác dụng lên nhíp

Tiết diện lá nhíp có nhiều dạng khác nhau. Nhưng ở đây ta chỉ chọn lá nhíp có tiết diện hình chữ nhật, để tính toán đơn giản và thiết kế cũng đơn giản hơn. Vì nhíp này có ưu điểm: đơn giản, bảo dưỡng sửa chữa dễ dàng, giá thành rẻ.

- Chiều dài bộ nhíp (L_n):

Thường được xác định theo dự kiến kết cấu, giá trị nằm ở trong giới hạn sau: Đối với nhíp ô tô buýt:

$$L_n = (0,35 \div 0,45).L_0 \quad (4.108)$$

Với L_0 - Chiều dài cơ sở của xe: $L = 3950$ (mm)

$$\rightarrow L_n = (0,35 \div 0,45).L_0 = 0,45.3950 = 1778(mm)$$

- Moment quán tính tổng của tiết diện (J_Σ) nhíp

$$J_\Sigma = \frac{\delta.L_n^3.Z_{nt}}{48.E.f_n} = \frac{\delta.L_n^3.C_{nt}}{48.E} \quad (4.109)$$

Với nhíp lắp đối xứng nên:

$$l_1 = l_2 = \frac{L_n}{2} \quad (4.110)$$

Trong đó: E - Môđun đàn hồi của vật liệu $E = 2,1.10^5$ (MPa)

δ - Hệ số dạng nhíp, đối với ô tô bus: $\delta = 1,25 \div 1,35$. Chọn $\delta = 1,3$

C_n - Độ cứng của nhíp:

$$C_n = \frac{Z_n}{f_n} \quad (4.111)$$

$Z_n = Z_{ts}$: Tải trọng tác dụng lên nhíp, khi đầy tải: $Z_{ts} = 11936,81(N)$

$f_n = f_{ts}$: Độ võng tĩnh của hệ thống treo sau mà $f_{ts} = 120(mm) = 0,12(m)$

$$C_n = \frac{11936,81}{0,12} = 99473,4 \left(\frac{N}{m}\right)$$

L_n – Chiều dài hiệu dụng của bộ nhíp

$$L_h = L_n - 2.n \quad (4.112)$$

$n = \frac{d}{2}$ với: d– là khoảng giữa hai bulong quang nhíp.

Đối với xe buýt thực tế: $d = (100 \div 150)[mm]$. Tuy nhiên khảo sát thực tế thì nhíp lá dùng bầu hơi chỉ dung 1 tai nhíp nên Chọn $d = 0$ (mm)

$$L_h = L_n - d = \frac{1778}{1000} = 1,8(m) \quad (4.113)$$

Thay các thông số chọn và tính được vào phương trình trên ta có:

$$J_\Sigma = \frac{\delta.L_h^3.C_{nt}}{48.E} = \frac{1,3.1,8^3.99473,4}{48.2,1.10^{11}} = 7,48.10^{-8}(m^4) \quad (4.114)$$

- Chiều rộng lá nhíp (b)

Thép được chọn từ các loại thép cán bảo đảm điều kiện:

$$6 < \frac{b}{h} < 10 \quad (4.115)$$

Nếu chọn b nhỏ thì để đảm bảo momen quán tính tổng (J_Σ), cần tăng số lá nhíp làm tăng ma sát hoặc tăng chiều dày làm tăng ứng suất.

Nếu chọn b quá lớn thì làm tăng ứng suất xoắn trong lá nhíp và một số lá nhíp tiếp theo khi thùng xe bị nghiêng.

- Chiều dày của các lá nhíp (h)

Điều kiện bền, ta có thể xác định gần đúng của các lá nhíp theo công thức sau:

$$y = \frac{J_\Sigma}{W_u} \quad (4.116)$$

Trong đó: y – khoảng cách từ đường trung hoà đến thớ chịu kéo xa nhất.

W_u – mômen chống uốn của tiết diện

$$W_u = \frac{M_u}{\sigma_{\max}} \quad (4.117)$$

$$\text{Ta có: } M_u = Z' \cdot l_1 = \frac{Z_n \cdot l_1 \cdot l_2}{L_n \cdot 2} \quad (4.118)$$

Với nhíp elip đối xứng: $l_1 = l_2 = \frac{L_n}{2} = \frac{1778}{2} = 888,75(mm) = 0,88(m)$

σ_{\max} : ứng suất cho phép ực đại, $\sigma_{\max} = 950 \div 1000(MPa)$

Chọn $\sigma_{\max} = 1000(MPa)$

$$\Rightarrow y = \frac{\delta \cdot l_1^2 \cdot l_2^2 \cdot Z_t \cdot \sigma_{\max}}{3 \cdot E \cdot L_n \cdot f_n \cdot M_u} \quad (4.119)$$

Với: f_n – Biên dạng lớn nhất của nhíp.

$$f_n = (f_t + f_d) = (120 + 90) = 210(mm) = 0,21(m) \quad (4.120)$$

Từ công thức suy ra:

$$y = \frac{\delta \cdot l_1 \cdot l_2 \cdot \sigma_{\max}}{3 \cdot E \cdot f_n} = \frac{1,3 \cdot 0,88 \cdot 0,88 \cdot 1000}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 0,21} = 0,0085(m) \quad (4.121)$$

Căn cứ vào dạng nhíp cụ thể của tiết diện lá nhíp để xác định chiều cao trung bình của tiết diện nhíp. Đối với nhíp có đường trung hoà là đường đối xứng cho nên $h_{tb} = 2y$

Thay y vào ta được: $h_{tb} = 2 \cdot 0,0085 = 0,017(m)$

Theo khảo sát thực tế thì bề dày lá nhíp được chọn theo khoảng giá trị được đo

$$0,07 < b < 0,08$$

Chọn $b = 0,076 (m)$

- Số lá nhíp (n)

$$J_{\Sigma} = \frac{n \cdot b \cdot h_{tb}^3}{12} \rightarrow n = \frac{12 \cdot J_{\Sigma}}{b \cdot h_{tb}^3} \quad (4.122)$$

Thay số vào ta được:

$$n = \frac{12 \cdot J_{\Sigma}}{b \cdot h_{tb}^3} = \frac{7,48 \cdot 10^{-8} \cdot 12}{0,076 \cdot 0,017^3} = 0,24$$

Chọn $n=1$

- Chiều dài các lá nhíp

$$\text{Chiều dài lá nhíp trên cùng: } L_1 = \frac{1,78}{2}$$

$$\text{Với lá nhíp thứ 1: } L_1 = 0,89(m)$$

K_p – Hệ số tính đến ảnh hưởng của lá nhíp dưới cùng đến sự phân bố không đồng đều đến ứng suất giữa các lá K_p , ta có công thức:

$$K_p = (1 - \alpha_{cc}) \cdot \frac{J_{cc}}{J_{\Sigma}} \cdot \frac{J_{\Sigma}}{J_{\Sigma} - J_{cc}} \quad (4.123)$$

Ở đây: α_{cc} – Hệ số đến sự tăng ứng suất trong lá nhíp ngắn thứ nhất.

Chọn sơ bộ: $J_{cc} = (1,2 \div 1,3)$. Ta chọn $J_{cc} = 1,3$

J_{cc} - Momen quán tính của tiết diện lá nhíp ngắn thứ nhất.

$$J_{cc} = J_1 = J_2 = J_3 = \dots = J_i = \frac{J_{\Sigma}}{n} \quad (4.124)$$

$$J_{cc} = \frac{7,48 \cdot 10^{-8}}{0,24} = 3,112 \cdot 10^{-7} (m^4)$$

Thay vào công thức K_p ta có:

$$K_p = (1 - 1,3 \cdot \frac{3,112 \cdot 10^{-8}}{7,48 \cdot 10^{-8}}) \cdot \frac{7,48 \cdot 10^{-8}}{7,48 \cdot 10^{-8} - 3,112 \cdot 10^{-8}} = 0,786$$

4.4.3 Tính toán kiểm tra sức bền các lá nhíp

Hiện nay có hai phương pháp được dùng để xác định ứng suất trong các lá nhíp do tải trọng bên ngoài gây ra, dựa trên các giả thiết khác nhau là: phương pháp tải trọng tập trung và phương pháp độ cong chung.

+ Phương pháp tải trọng tập trung cho rằng: Khi làm việc, các lá nhíp chỉ tiếp xúc và truyền lực cho nhau ở các đầu lá nhíp, phân còn lại các lá nhíp không tiếp xúc nhau mà biến dạng tự do. Phương pháp này có độ chính xác cao và khối lượng tính toán lớn.

+ Phương pháp độ cong chung thì ngược lại, cho rằng: các lá nhíp tiếp xúc nhau trên toàn bộ chiều dài, không có khe hở và sau khi lắp ghép có độ cong như nhau ở mọi điểm.

Ở đây ta tính toán nhíp theo phương pháp tải trọng tập trung.

Ở điểm tiếp xúc giữa lá nhíp thứ nhất

$$\text{Với: } P = Z_{ts} = 11936,8(N)$$

$$X_1 = 11936,8(N)$$

Giải hệ các phương trình

Mô men ngoại lực tác dụng lên lá nhíp thứ nhất:

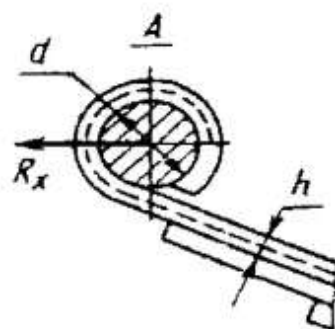
$$M_1 = P - X_1 \cdot l_1 = 11936,8 - 11936,8 \cdot 0,88 = 1432,42(Nm) \quad (4.125)$$

Ứng suất trong lá nhíp thứ nhất:

$$\sigma_1 = \frac{M_1}{W_u} = \frac{M_1 \cdot 6}{b \cdot h^2} = \frac{1432,42 \cdot 6 \cdot 10^{-6}}{0,076 \cdot 0,017^2} = 391,3 \left(\frac{MN}{m^2} \right) \quad (4.126)$$

Vậy tất cả các lá nhíp đều thỏa mãn điều kiện : $\sigma_i \leq [\sigma_{\max}] = 950 \left(\frac{MN}{m^2} \right)$

- Tính bền tại nhíp



Hình 4.15: Sơ đồ tính bền tại và chốt nhíp

Khi làm việc tại nhíp chính chịu:

+ Ứng suất uốn do tác dụng của lực dọc (lực kéo phanh):

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{R_x \cdot (d + 2h)}{2 \cdot \left(\frac{b \cdot (2h)^2}{6} \right)} \quad (4.127)$$

Hay

$$\sigma_u = \frac{3 \cdot R_x \cdot (d + 2h)}{b \cdot (2h)^2}$$

Trong đó:

R_x : Lực kéo hay lực phanh lớn nhất

d : Đường kính chốt nhíp $d = 0,03$ (m)

h : chiều dày lá nhíp

b : chiều rộng lá nhíp

Ta tính R_x bằng lực kéo lớn nhất mà xe có thể tạo ra (bằng với lực bám của ô tô):

$$R_x = \varphi \cdot R_z \quad (4.128)$$

Với: φ - hệ số bám, ta có: $\varphi = 0,7 \div 0,8$. Chọn $\varphi = 0,75$

R_z – Phản lực pháp tuyến từ mặt đường tác dụng lên cầu trước.

$$R_x = \frac{0,75 \cdot G_2 \cdot g}{2} = \frac{0,75 \cdot 3042,9,81}{2} = 11190,76(N)$$

$$\text{Vậy ta có : } \sigma_u = \frac{3 \cdot 11190,76 \cdot (0,03 + 2 \cdot 0,017)}{0,076 \cdot 2 \cdot 0,017^2} = 48,91 \left(\frac{MN}{m^2} \right)$$

+ Ứng suất kéo theo:

$$\sigma_{k(n)} = \frac{R_x}{b \cdot 2h} = \frac{11190,76 \cdot 10^{-6}}{0,076 \cdot 2 \cdot 0,017} = 4,33 \left(\frac{MN}{m^2} \right) \quad (4.129)$$

+ Ứng suất tổng:

$$\sigma_t = \sigma_u + \sigma_n = 48,91 + 4,33 = 53,24 \left(\frac{MN}{m^2} \right) \quad (4.130)$$

$$\text{Vậy: } \sigma_t < [\sigma_t] = 350 \left(\frac{MN}{m^2} \right)$$

- Tính bền chốt nhíp

Chốt nhíp được kiểm tra theo ứng suất chèn dập theo

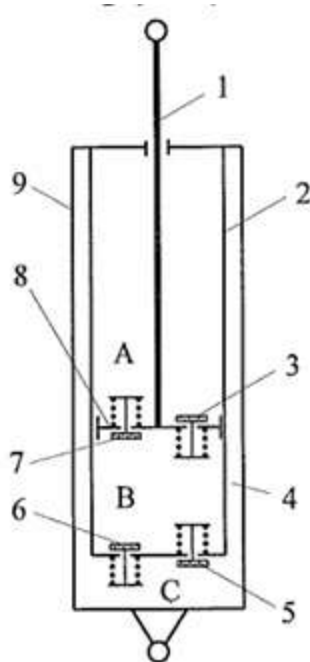
$$\sigma_{d1} = \frac{R_z}{2 \cdot d \cdot b} = \frac{14921,01 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 0,076 \cdot 0,017} = 5,77 \left(\frac{MN}{m^2} \right) \quad (4.131)$$

Chốt nhíp chế tạo bằng thép hợp kim 20 có $[\sigma_d] = 7,5 \left(\frac{MN}{m^2} \right)$

Vậy chốt nhíp đủ bền.

4.4.5 Tính toán giảm chấn sau

Giảm chấn trong hệ thống treo xe Danabus là loại giảm chấn hai lớp do có đặc tính làm việc lí tưởng, dễ bố trí các van và giá thành thấp.



Hình 4.16: Giảm chấn hai lớp

1 – Cần piston; 2 – Xilanh; 3,7 – Van nén; 4 – Thành giảm chấn; 5,6 – Van trả;
8 – Piston; 9 – Vỏ

a. Xây dựng đường đặc tính yêu cầu của giảm chấn

Đường đặc tính giảm chấn là đường biểu diễn giữa lực cản chấn động Z_g của giảm chấn và vận tốc dao động của ô tô so với bánh xe

$$Z_g = K_g \cdot V_g^m \quad (4.132)$$

Trong đó: K_g – Hệ số cản của giảm chấn

V_g – Vận tốc piston

m – Chỉ số thay đổi khác nhau trong hành trình nén và trả của hệ thống treo, $m = 1$

- Hệ số dập tắt dao động tương đối:

$$\psi = \frac{K_{tr}}{2\sqrt{CM}} \quad (4.133)$$

Trong đó: K_{tr} – Hệ số cản dao động của hệ thống treo;

C - Độ cứng của hệ thống treo;

$$C = \frac{G'_{t1}}{f_t} \quad (4.134)$$

M – Khối lượng tĩnh trên một bánh xe;

$$M = \frac{G'_{t1}}{g} \quad (4.135)$$

Với: G'_{t1} – Trọng lượng tĩnh trên 1 bánh xe,

$$G'_{t1} = \frac{G_{t1}}{2} = \frac{2433,6,9,81}{2} = 11936,81(N) \quad (4.136)$$

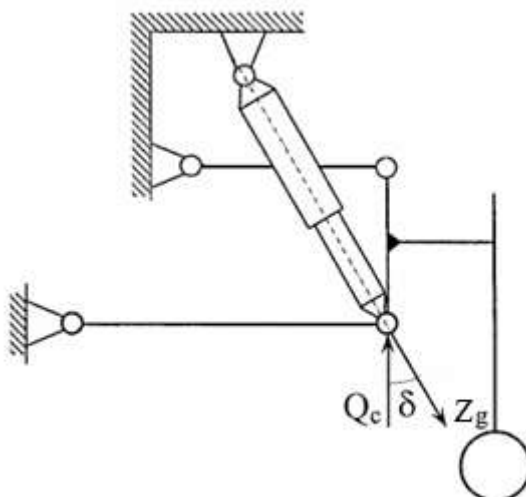
$f_t = 15$ cm – Độ võng tĩnh của hệ thống treo.

Đối với các xe ô tô hiện nay $\psi = 0,15 \div 0,3$; Chọn $\psi = 0,15$.

Suy ra, Hệ số cản của hệ thống treo K_{tr} được tính:

$$K_{tr} = \frac{2\psi G'_{t1}}{31,3\sqrt{f_t}} \quad (4.137)$$

$$\Rightarrow K_{tr} = \frac{2 \cdot 0,15 \cdot 11936,81}{31,3 \cdot \sqrt{15}} = 29,54(Ns / cm)$$



Hình 4.17: Sơ đồ lực tác dụng lên giảm chấn

Biết được K_{tr} , tùy thuộc vào dạng bộ phận hướng và cách lắp đặt giảm chấn ta sẽ tính được K_g cần thiết của giảm chấn. Theo tài liệu Thiết kế tính toán ô tô – PGS.TS Nguyễn Trọng Hoan, với kiểu bố trí giảm chấn theo phương thẳng đứng lệch góc 13° , ta có công thức sau :

$$K_g = \frac{K_{tr}}{\cos(\delta)^{m+1}} = \frac{29,54}{\cos(13)^\circ} = 35,874(Ns / cm) \quad (4.138)$$

Trong giảm chấn thủy lực tác dụng lên hai chiều không đối xứng nên lực cản của hành trình trả lớn hơn lực cản của hành trình nén của giảm chấn. Vì vậy, hệ số cản của giảm chấn được tính theo:

$$K_g = \frac{K_{gt} + K_{gn}}{2} \quad (4.139)$$

Tỉ số giữa hệ số cản của giảm chấn trong hành trình trả và hành trình nén thường nằm trong khoảng $2,5 \div 3$. Chọn $\frac{K_{gn}}{K_{gt}} = 3$.

- Hệ số cản hành trình nén:

$$K_g = \frac{3K_{gn} + K_{gn}}{2} \Rightarrow K_{gn} = \frac{K_g}{2} = \frac{35,874}{2} = 17,937(\text{Ns/cm}) \quad (4.140)$$

- Hệ số cản hành trình trả:

$$K_{gt} = 3K_{gn} = 3.17,937 = 53,811(\text{Ns/cm}) \quad (4.141)$$

- Lực cản giảm chấn Z_g :

+ Giai đoạn làm việc bình thường, vận tốc piston $V_{n1} = V_{t1} = 30(\text{cm/s})$:

• Lực cản sinh ra trong hành trình nén nhẹ:

$$Z_{gn1} = K_{gn} \cdot V_{n1} = 17,937.30 = 538,107(\text{N}) \quad (4.142)$$

• Lực cản sinh ra trong hành trình trả nhẹ:

$$Z_{gt1} = K_{gt} \cdot V_{t1} = 53,811.30 = 1614,32(\text{N}) \quad (4.143)$$

+ Giai đoạn làm việc ở chế độ giảm tải, vận tốc piston $V_{n1} = V_{t1} = 60(\text{cm/s})$. Lúc này van giảm tải mở, hệ số cản của giảm chấn giảm xuống K'_g

• Hệ số cản hành trình nén:

$$K'_{gn} = 0,6K_{gn} = 0,6.17,937 = 10,762(\text{Ns/cm}) \quad (4.144)$$

• Hệ số cản hành trình trả:

$$K'_{gt} = 0,6K_{gt} = 0,6.53,811 = 32,286(\text{Ns/cm}) \quad (4.145)$$

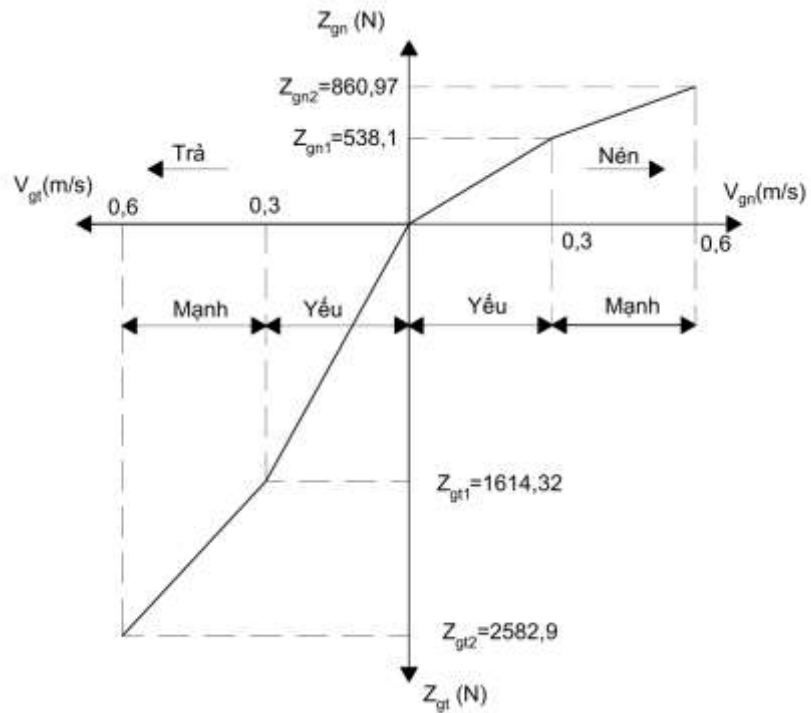
• Lực cản sinh ra trong hành trình nén mạnh:

$$Z_{gn2} = Z_{gn1} + K'_{gn} \cdot (V_{n2} - V_{n1}) = 538,107 + 10,762 \cdot (60 - 30) = 860,971(\text{N}) \quad (4.146)$$

• Lực cản sinh ra trong hành trình trả mạnh:

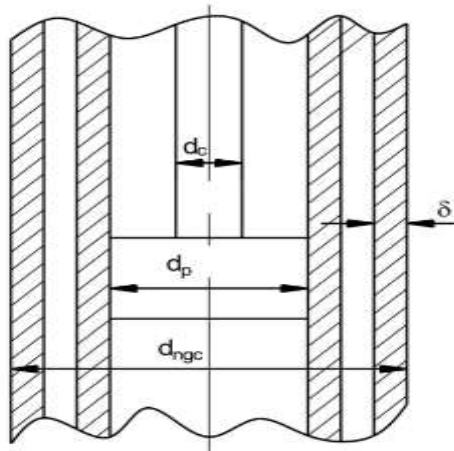
$$Z_{gt2} = Z_{gt1} + K'_{gt} \cdot (V_{t2} - V_{t1}) = 1614,32 + 32,286 \cdot (60 - 30) = 2582,912(\text{N}) \quad (4.147)$$

Từ các giá trị P_{gnmax} , P_{gtmax} , P_{gn} , P_{gt} , K'_{gt} , K'_{gn} , K_{gt} , K_{gn} , V_{gmax} , V_g ta vẽ được đường đặc tính đàn hồi như hình :

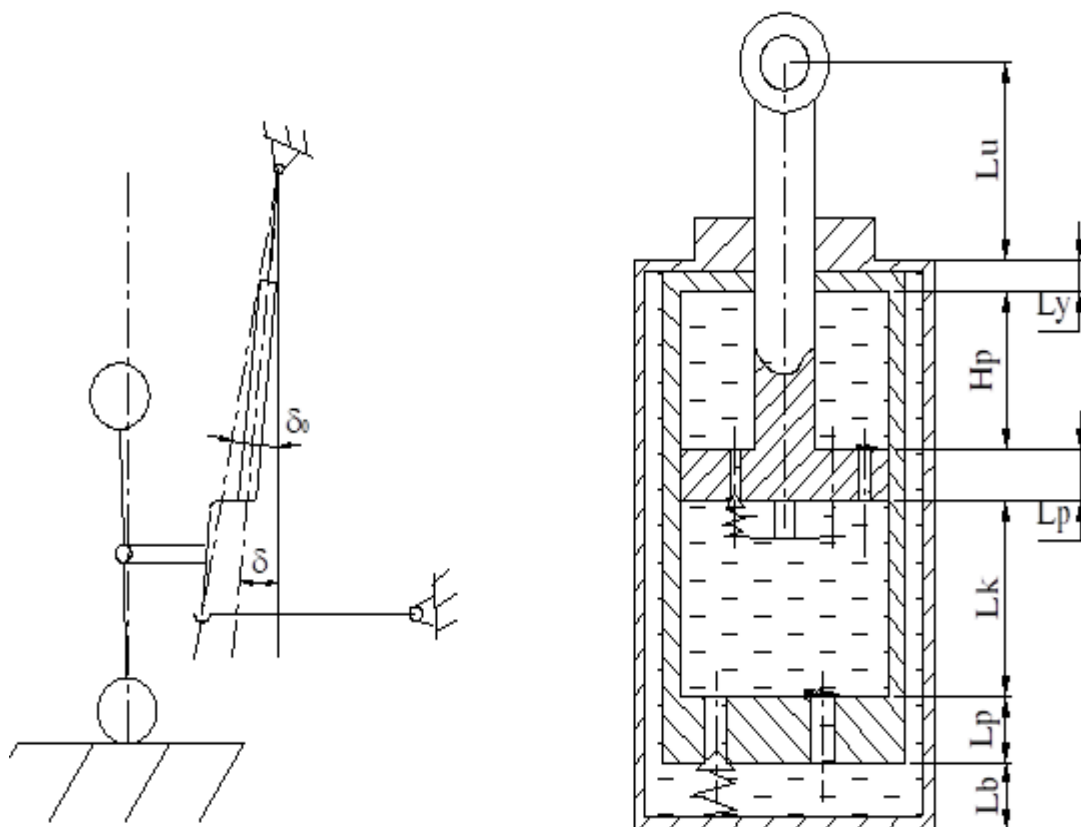


Hình 4.18: Đồ thị đường đặc tính giảm chấn

b. Tính toán thông số kích thước:



Hình 4.19: Kích thước các chi tiết trong giảm chấn



Hình 4.20: Chiều dài các chi tiết và góc đặt giảm chấn

- Đường kính piston giảm chấn $d_p = 50$ (mm)
- Đường kính cần piston giảm chấn $d_c = 20$ (mm)
- Đường kính ngoài của giảm chấn $d_{ngc} = 65$ (mm)
- Chiều dài từ ụ hạn chế tới đầu trên của ty đẩy: $L_u = 55$ (mm).
- Chiều dài nắp giảm chấn $L_Y = 0,5 \cdot d_p = 0,5 \cdot 50 = 25$ (mm)
- Chiều dày của piston $L_P = 0,8 \cdot d_p = 0,8 \cdot 50 = 40$ (mm)

- Hành trình piston H_P là biến dạng của hệ thống treo. Do cấu tạo của giảm chấn có nhiệm vụ là trụ xoay đứng, mặt khác, đường tâm trục của giảm chấn không trùng với đường tâm lý thuyết của trụ xoay đứng và có góc nghiêng của giảm chấn $\gamma_{gc} = 20^\circ$, do đó:

$$H_P = \frac{f_u + f_{td}}{\cos(\gamma_{gc})} = \frac{120 + 90}{\cos(20^\circ)} = 224 \text{ (mm)}. \quad (4.148)$$

- Chiều dài của ty đẩy: $L_T = L_U + L_Y + H_P = 55 + 25 + 224 = 304$ (mm).
- Khoảng cách từ đáy của piston tới mặt trên của vỏ ngoài khi piston nằm ở điểm chết dưới L_k , $L_k = (0,4 \div 0,9) d_p$ chọn $L_k = 0,6 \cdot d_p = 0,6 \cdot 50 = 30$ (mm).
- Khoảng cách từ đáy của vỏ trong tới đáy của vỏ ngoài $L_b = d_p = 50$ (mm)

- Chiều dài của xy lanh giảm chấn :

$$L_X = L_Y + H_P + 2L_P + L_k + L_b = 25 + 304 + 2.40 + 30 + 50 = 489 \text{ (mm)}.$$

- Chiều dài toàn giảm chấn là: $L_G = L_X + L_U = 489 + 55 = 544 \text{ (mm)}$.

c. Xác định tiết diện lưu thông của các van giảm chấn

- Tổng diện tích của các lỗ van:

$$S_{\Sigma} = \frac{Q}{\mu \cdot \sqrt{\frac{2Z_g}{\rho S_p}}} \quad (4.149)$$

Trong đó: S_p – Diện tích đỉnh piston; $S_p = \pi \cdot \frac{d_p^2}{4} = \pi \cdot \frac{0,05^2}{4} = 1,963 \cdot 10^{-3} \text{ (m}^2\text{)}$

V_g – Vận tốc dịch chuyển của piston;

F_p – Diện tích hữu ích của piston giảm chấn;

μ – Hệ số thông qua tiết lưu, chọn $\mu = 0,7$;

ρ – Khối lượng riêng của dầu giảm chấn, chọn $\rho = 900 \text{ (kg/m}^3\text{)}$

+ Trường hợp ở hành trình nén:

Diện tích hiệu dụng của piston giảm chấn:

$$F_p = \frac{\pi}{4} \cdot d_p^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 0,05^2 = 1,963 \cdot 10^{-3} \text{ (m}^2 / \text{s)} \quad (4.150)$$

Với $d_p = 0,05 \text{ m}$ – Đường kính piston.

• Nén nhẹ: $V_g = V_{gn1} = 0,3 \text{ (m / s)}$

$$\Rightarrow S_{\Sigma 1} = \frac{F_p \cdot V_{gn1}}{\mu \cdot \sqrt{\frac{2Z_g}{\rho S_p}}} = \frac{1,963 \cdot 10^{-3} \cdot 0,3}{0,7 \cdot \sqrt{\frac{2.538,11}{900 \cdot 1,963 \cdot 10^{-3}}}} = 34,086 \cdot 10^{-6} \text{ (m}^2\text{)} = 34,07 \text{ (mm}^2\text{)}$$

• Nén mạnh: $V_g = V_{gn2} = 0,6 \text{ (m / s)}$

$$\Rightarrow S_{\Sigma 2} = \frac{F_p \cdot V_{gn2}}{\mu \cdot \sqrt{\frac{2Z_{gn2}}{\rho S_p}}} = \frac{1,963 \cdot 10^{-3} \cdot 0,6}{0,7 \cdot \sqrt{\frac{2.860,97}{900 \cdot 1,963 \cdot 10^{-3}}}} = 53,895 \cdot 10^{-6} \text{ (m}^2\text{)} = 53,9 \text{ (mm}^2\text{)}$$

+ Trường hợp ở hành trình trả:

Diện tích hiệu dụng của piston giảm chấn:

$$F_p = \frac{\pi}{4} \cdot (d_p^2 - d_t^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (0,05^2 - 0,02^2) = 1,649 \cdot 10^{-3} \text{ (m}^2 / \text{s)} \quad (4.151)$$

Thiết kế nâng cấp hệ thống xe Danabus diesel thành xe điện

Với $d_t = 0,02$ (m) – Đường kính cần piston.

• Trả nhẹ: $V_g = V_{gt1} = 0,3$ (m / s)

$$\Rightarrow S_{\Sigma 3} = \frac{F_p \cdot V_{gt1}}{\mu \cdot \sqrt{\frac{2Z_{gt1}}{\rho S_p}}} = \frac{1,649 \cdot 10^{-3} \cdot 0,3}{0,7 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1614,3}{900 \cdot 1,963 \cdot 10^{-3}}}} = 16,53 \cdot 10^{-6} (m^2) = 16,53 (mm^2)$$

• Trả mạnh: $V_g = V_{gt2} = 0,6$ (m / s)

$$\Rightarrow S_{\Sigma 4} = \frac{F_p \cdot V_{gt1}}{\mu \cdot \sqrt{\frac{2Z_{gt1}}{\rho S_p}}} = \frac{1,649 \cdot 10^{-3} \cdot 0,6}{0,7 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 2582,9}{900 \cdot 1,963 \cdot 10^{-3}}}} = 26,14 \cdot 10^{-6} (m^2) = 26,14 (mm^2)$$

- Tính kích thước các lỗ van nén và lỗ van trả:

Đường kính của các lỗ van được xác định theo công thức:

$$d = 2 \sqrt{\frac{S_{\Sigma}}{\pi n}} \quad (4.152)$$

Với n – Số lỗ van.

Với kết cấu giảm chấn 2 lớp vỏ có các van nén và trả nhẹ là các van lá luôn mở trong các hành trình nén nhẹ hay trả nhẹ, khi xe làm việc ở điều kiện đường xá tương đối tốt mặt đường không gồ ghề lắm, lúc này lực kích động mặt đường nhỏ giảm chấn làm việc ở chế độ tải nhẹ tức là lúc này áp suất dầu không cao lắm. Với vận tốc $v \leq 0,3$ (m/s) thì chất lỏng chỉ đi qua các lỗ van thông qua chứ chưa đủ áp suất làm thay đổi diện tích lưu thông. Từ đó suy ra:

+ Đường kính 1 lỗ van nén trong hành trình nén nhẹ, với $n = 6$:

$$d_n = 2 \sqrt{\frac{S_{\Sigma 1}}{\pi n}} = 2 \sqrt{\frac{34,07}{\pi \cdot 6}} = 2,7 (\text{mm})$$

+ Đường kính 1 lỗ van nén trong hành trình trả nhẹ, với $n = 6$:

$$d_n = 2 \sqrt{\frac{S_{\Sigma 3}}{\pi n}} = 2 \sqrt{\frac{16,53}{\pi \cdot 4}} = 1,9 (\text{mm})$$

Van trả mạnh làm việc khi vận tốc piston $v > 0,3$ m/s, khi đó xe làm việc ở điều kiện đường xá gồ ghề, mặt đường xấu, lúc này lực kích động mặt đường lớn, giảm chấn làm việc ở chế độ tải nặng làm giảm chấn bị nén vào hoặc kéo ra rất mạnh, làm áp suất dầu tăng một cách đột ngột. Với vận tốc piston $v > 0,3$ m/s thì dòng chất lỏng lúc này có lưu lượng lớn hơn lưu lượng của dòng chất lỏng trong hành trình nén hay trả nhẹ, một phần chất lỏng đi qua các lỗ van nén và trả nhẹ, phần còn lại tạo ra áp lực lớn hơn lực cản của các lò xo van nén và van trả mạnh làm mở hết các van, tức là diện tích lưu thông lúc này là tối đa. Từ đó suy ra:

+ Đường kính 1 lỗ van nén trong hành trình nén mạnh, với $n = 4$:

$$d_n = 2\sqrt{\frac{S_{\Sigma 2} - S_{\Sigma 1}}{\pi n}} = 2\sqrt{\frac{53,9 - 34,07}{\pi \cdot 4}} = 2,5(\text{mm})$$

+ Đường kính 1 lỗ van trả trong hành trình trả mạnh, với $n = 4$:

$$d_n = 2\sqrt{\frac{S_{\Sigma 4} - S_{\Sigma 3}}{\pi n}} = 2\sqrt{\frac{26,14 - 16,53}{\pi \cdot 4}} = 1,7(\text{mm})$$

d. Công và công suất tiêu thụ

Phương trình cân bằng nhiệt của chất lỏng trong giảm chấn:

$$N_{tt} = \alpha_t \cdot S_g \cdot (T_g - T_m) t \quad (\text{Nm/s}) \quad (4.153)$$

Trong đó :

+ N_{tt} – Công suất tiêu thụ bởi giảm chấn,

$$N_t = \frac{(K_{gt} + K_{gn})}{2} \cdot V_g^2 \quad (4.154)$$

Với $V_g = 0,3$ m/s ta được:

$$N_{tt} = \frac{Z_{gn} + Z_{gt}}{2} V_g = \frac{538,1 + 1614,3}{2} \cdot 0,3 = 322,86(\text{Nm} / \text{s})$$

+ α_t - Hệ số truyền nhiệt, chọn $\alpha_t = 60$ (J/m²h°C)

+ S_g – diện tích mặt ngoài của giảm chấn (m²),

$$S_g = \pi \cdot d_n \cdot \left(\frac{d_n}{2} + L_G\right) \quad (4.155)$$

$$\Rightarrow S_g = \pi \cdot 0,065 \cdot \left(\frac{0,065}{2} + 0,544\right) = 0,118(\text{m}^2)$$

+ T_m – nhiệt độ môi trường (°C). Chọn $T_m = 30^\circ\text{C}$

+ T_g – Nhiệt độ lớn nhất của thành giảm chấn

+ t – Thời gian làm việc của giảm chấn, $t = 1\text{h} = 3600\text{s}$

Từ công thức 4.54, ta có thể kiểm tra chế độ nhiệt của giảm chấn sau 1 giờ làm việc:

$$T_{g \max} = \frac{N_{tt}}{\alpha_t \cdot S_g \cdot t} + m \leq [T_{g \max}] \quad (4.156)$$

$$\Rightarrow T_{g \max} = \frac{322,86}{60 \cdot 0,118 \cdot 1} + 30 \approx 76^\circ\text{C} < [T_{g \max}] = 120^\circ\text{C}$$

Vậy nhiệt độ của giảm chấn không vượt quá giá trị cho phép là (100 ÷ 120) °C

4.5 Tính toán bộ phận đàn hồi khí nén

4.5.1 Thông số kỹ thuật

Bảng 4.2: Thông số kỹ thuật

Tên gọi	Ký hiệu	Thông số	Đơn vị
Trọng lượng xe không tải	G_0	32373	N
Trọng lượng xe đầy tải	G_t	50700	N
Trọng lượng đặt lên cầu trước khi không tải	G_{ot}	12949,2	N
Trọng lượng đặt lên cầu trước khi đầy tải	G_{tt}	19423,8	N
Trọng lượng đặt lên cầu sau khi không tải	G_{os}	20280	N
Trọng lượng đặt lên cầu sau khi đầy tải	G_{ts}	30420	N
Chiều dài cơ sở	L	3950	mm
Kích thước bao	$DxRx C$	6800x2200x2720	mm
Vết bánh xe phía trước	B_t	1750	mm
Vết bánh xe phía sau	B_s	1560	mm
Khoảng sáng gầm xe	H_{\min}	150	mm
Bán kính bánh xe	r_{bx}	0.33	mm
Góc nghiêng ngang trụ xoay đứng (góc Kingpin)	δ_0	13	độ
Sự thay đổi góc nghiêng ngang	$\Delta\delta$	1.5	độ
Góc nghiêng ngang bánh xe (góc Camber)	γ_0	0	độ
Bán kính bánh xe quay quanh trụ đứng	r_0	60	mm
Độ võng tĩnh	f_t	120	mm
Độ võng động	f_d	90	mm

Tên gọi	Ký hiệu	Thông số	Đơn vị
Độ võng của hệ thống treo không tải	f_{ot}	100	mm

4.5.2 Khảo sát đường kính lớn nhất và đường kính nhỏ nhất: [38]

Chọn áp suất ban đầu ở trạng thái không tải: $P_0 = 6(bar) = 6.10^5 (N / m^2)$

Trọng lượng của cầu sau trong trường hợp không tải $G_{os} = 20280(N)$, suy ra trọng lượng tác dụng lên một bên hệ thống treo cầu sau:

$$Z = \frac{G_{os}}{2} = \frac{20280}{2} = 10140(N) \quad (4.157)$$

Lực tác dụng lên bộ phận đàn hồi:

$$F_{os} = \frac{Z.l_{bx}}{l_{lx} \cdot \cos(\delta_0)} = \frac{10140.448}{240 \cdot \cos(13^\circ)} = 20858,5(N) \quad (4.158)$$

Trong đó: l_{bx} : Khoảng cách từ tâm quay khớp trong của càng chữ A đến bánh xe

l_{lx} : Khoảng cách từ tâm quay khớp trong đến vị trí đặt balon khí

Mặt khác:

$$F_{os} = A_{w0} \cdot p_0 = \frac{\pi \cdot d_{w0}^2}{4} \cdot p_0 \quad (4.159)$$

Suy ra đường kính hiệu dụng của piston được tính:

$$d_{w0} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{os}}{\pi \cdot p_0}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 20858,5}{3,14 \cdot 6 \cdot 10^5}} = 0,21(m) = 210(mm)$$

Độ cứng của bộ phận đàn hồi:

$$C_0 = \frac{F_{os}}{f_{ot}} = \frac{20858,5}{0,1} = 208585(N / m) \quad (4.160)$$

Xác định đường kính piston tại vị trí của hành trình nén và trả lớn nhất:

- Tại vị trí tải trọng tĩnh ban đầu ($z=0$):

$$F_0 = C_0 \cdot f_t \quad (4.161)$$

- Độ võng tĩnh của hành trình lớn nhất:

$$f = f_t + f_{htr} \quad (4.162)$$

- Lực tác dụng lên bộ phận đàn hồi từ vị trí cân bằng đến vị trí trả hoặc nén lớn nhất:

$$\Delta F = F_0 - F = p_0 \cdot \Delta S \quad (4.163)$$

+ Tại vị trí của hành trình trả lớn nhất ($z = -80\text{mm}$)

$$F_1 = C_0 \cdot f_1$$

$$f_1 = f_t + f_r = 120 - 80 = 40(\text{mm})$$

$$F_1 = C_0 \cdot f_1 = 208585,0,04 = 8343,4(\text{N})$$

Từ vị trí cân bằng đến vị trí trả lớn nhất, lực tác dụng lên bộ phận đàn hồi thay đổi một lượng:

$$\Delta F = F_0 - F_1 = 20858,5 - 8343,4 = 12515,11(\text{N})$$

$$\Delta F = p_0 \cdot \Delta S = p_0 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_{w0}^2 - d_{w1}^2)$$

$$d_{w1} = \sqrt{d_{w0}^2 - \frac{4 \cdot \Delta F}{\pi \cdot p_0}} = \sqrt{0,21^2 - \frac{4 \cdot 12515,11}{\pi \cdot 6 \cdot 10^5}} = 0,133(\text{m}) = 133(\text{mm})$$

+ Tại vị trí của hành trình nén lớn nhất ($z = 80\text{mm}$)

$$f_2 = f_t + f_n = 120 + 80 = 200(\text{mm})$$

$$F_2 = C_0 \cdot f_2 = 0,2 \cdot 208585 = 41717(\text{N})$$

Từ vị trí cân bằng đến vị trí nén lớn nhất, lực tác dụng lên bộ phận đàn hồi thay đổi một lượng:

$$\Delta F = F_2 - F_0 = 41717 - 20858,5 = 20858,5(\text{N})$$

$$\Delta F = p_0 \cdot \Delta S = p_0 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_{w2}^2 - d_{w0}^2)$$

$$\Rightarrow d_{w2} = \sqrt{d_{w0}^2 + \frac{4 \cdot \Delta F}{\pi \cdot p_0}} = \sqrt{0,21^2 + \frac{4 \cdot 20858,5}{\pi \cdot 6 \cdot 10^5}} = 0,2975(\text{m}) = 297,5(\text{mm})$$

Chiều cao của buồng đàn hồi:

$$h \geq f_r(\text{max}) + f_n(\text{max}) \geq 80 + 80 = 160(\text{mm})$$

Chọn $h_0 = 180(\text{mm})$

4.5.3 Khảo sát đặc tính của bộ phận đàn hồi: [38]

- Đường kính balon khí thay đổi phụ thuộc vào chuyển vị z theo hành trình nén:

$$d_{w2} = d_{w0} + z \cdot \tan(\alpha_2) \quad (4.164)$$

- Đường kính balon khí thay đổi phụ thuộc vào chuyển vị z theo hành trình trả:

$$d_{w1} = d_{w0} + z \cdot \tan(\alpha_1) \quad (4.165)$$

- Hành trình nén

Ta có:

$$\tan(\alpha_2) = \frac{d_{w2} - d_{w0}}{z} = \frac{297,5 - 210}{80} = 1,089(\text{rad})$$

$$\Rightarrow \alpha_2 = 62,41(^{\circ})$$

- Để tần số dao động là không đổi với mọi tải trọng, nghĩa là độ võng tĩnh không thay đổi đối với mọi tải trọng. Nên $S_t = S_0$

$$\frac{F_{2t}}{F_{os}} = \frac{p_t}{p_0} \quad (4.166)$$

- Lực tác dụng lên bộ phận đàn hồi ở trạng thái đầy tải ở trạng thái tĩnh:

$$F_{2t} = \frac{G_{2t}}{2} \cdot \frac{l_{lx}}{l_{lx} \cdot \cos \delta} \quad (4.167)$$

- Lượng chênh lệch trước và sau tải:

$$G_w = G_{ts} - G_{os} = 30420 - 20280 = 10140(N) \quad (4.168)$$

$$G_{2t} = G_{os} + G_w \cdot G_{\%} \quad (4.169)$$

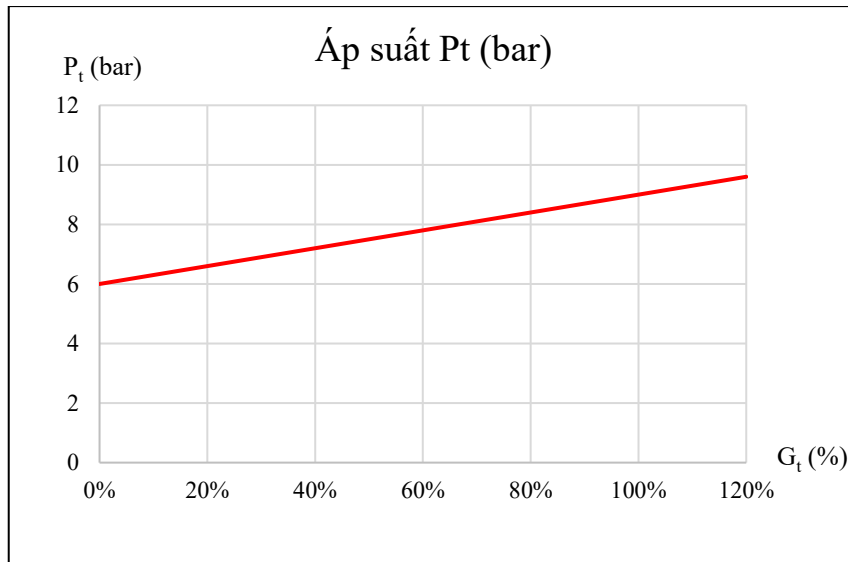
Bảng 4.3: Tính lực đàn hồi

$G_{0\%}$	$G_{25\%}$	$G_{50\%}$	$G_{75\%}$	$G_{75\%}$	$G_{120\%}$
20280	22815	25350	27885	30420	32448

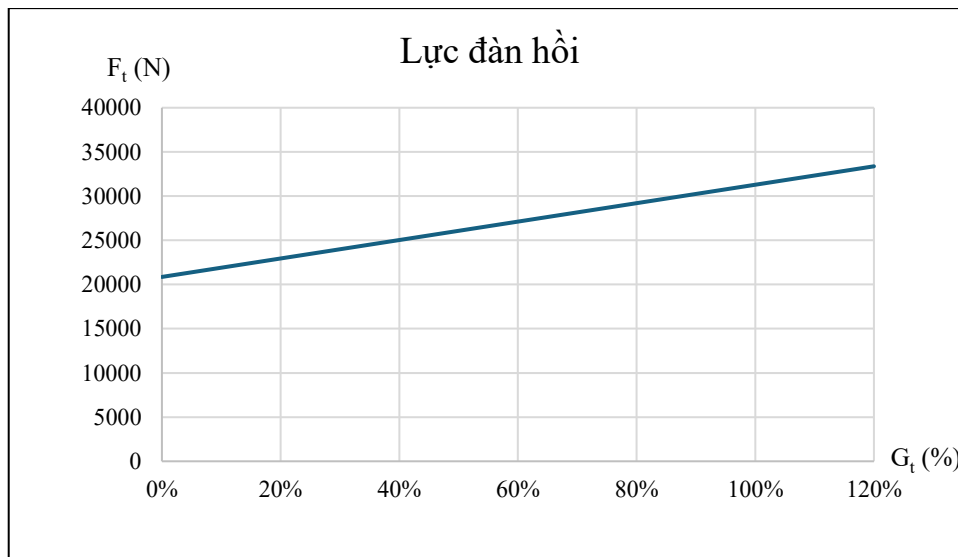
- Khi tải trọng thay đổi, áp suất khí nén ở các mức tải khác nhau:

Bảng 4.4: Áp suất khí nén tải trọng

Lực đàn hồi F_{2t} (N)	20858,5	23465,8	26073	28680	31287,79	33373,6
Tải trọng %/ Kg	0%	25%	50%	75%	100%	120%
P_t (bar)	6	6.75	7.5	8.25	9	9.6



Hình 4.21: Biểu đồ thể hiện áp suất khí nén thay đổi theo tải trọng



Hình 4.22: Biểu đồ tải trọng tác dụng lên balon khí

- Hành trình trả

- Lực tác dụng lên bộ phận đàn hồi phụ thuộc vào thể tích khí thay đổi trong quá trình trả dịch chuyển

$$\tan(\alpha_1) = \frac{d_{w0} - d_{w1}}{z} = \frac{210 - 133}{80} = 0,966(rad)$$

$$\Rightarrow \alpha_1 = 55,38(^{\circ})$$

- Lực tác dụng lên bộ phận đàn hồi ở hành trình trả:

$$F_t = p_t \cdot \frac{\pi \cdot d_{wi}^2}{4} \tag{4.170}$$

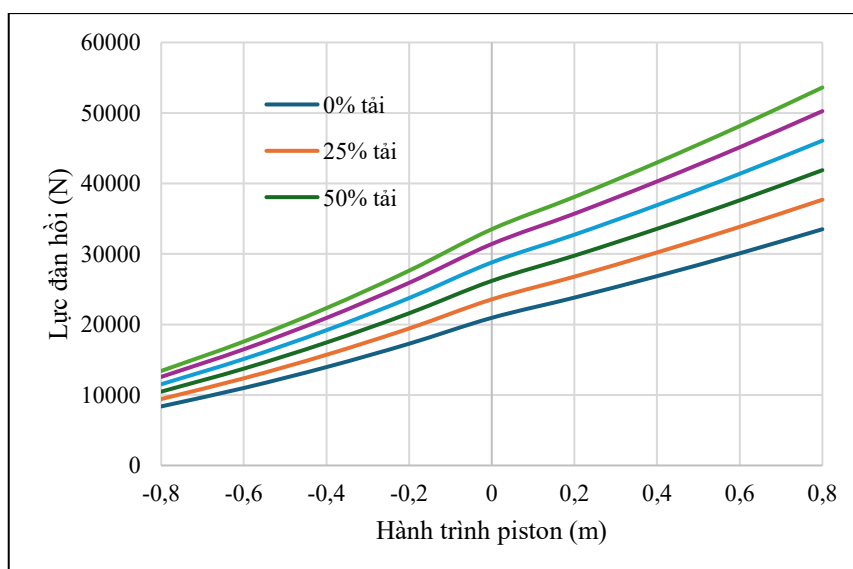
- Lập bảng đường kính balon khí thay đổi theo z:

Bảng 4.5: Bảng đường kính balon khí

d_{w80}	0.297534	m
d_{w60}	0.275747	m
d_{w40}	0.253961	m
d_{w20}	0.232175	m
d_{w0}	0.210388	m
d_{w-20}	0.191056	m
d_{w-40}	0.171125	m
d_{w-60}	0.152393	m
d_{w-80}	0.133061	m

Bảng 4.6: Lực tác dụng lên balon khí theo từng mức tải trọng

Tải z		0%	25%	50%	75%	100%	120%
Nén	80 mm	41717	46932	52146	57361	62576	66747
	60 mm	35831	40310	44789	49268	53747	57330
	40 mm	30393	34192	37991	41791	45590	48629
	20 mm	25402	28577	31753	34928	38103	40643
	0 mm	20859	23466	26073	28680	31288	33374
Trở	-20 mm	17201	19352	21502	23652	25802	27522
	-40 mm	13897	15634	17371	19108	20845	22234
	-60 mm	10944	12312	13680	15048	16416	17510
	-80 mm	8343	9386	10429	11472	12515	13349

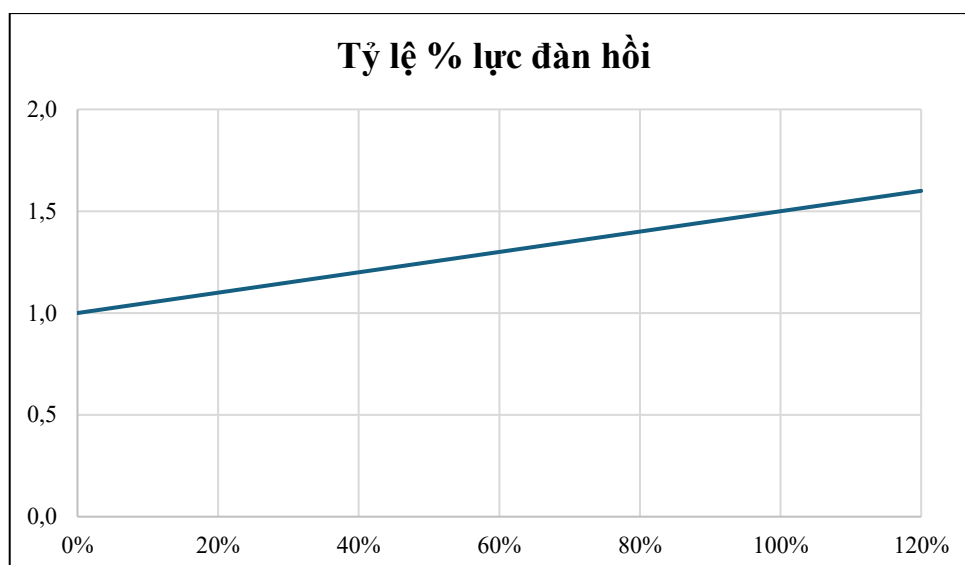


Hình 4.23: Đồ thị lực đàn hồi tác dụng lên balon khí ở các trường hợp khác nhau

Tỷ lệ thay đổi đàn hồi tải trọng thay đổi không phụ thuộc vào chuyển vị của balon khí nén. Tỷ lệ gia tăng lực đàn hồi nhỏ so với tỷ lệ gia tăng tải trọng (Ví dụ: Tỷ lệ gia tăng tải trọng 50% nhưng tỷ lệ gia tăng đàn hồi 12,5%).

Bảng 4.7. Tỷ lệ lực đàn hồi theo từng mức tải trọng

Tải		0%	25%	50%	75%	100%	120%
z							
Nén	80 mm	1	1.125	1.250	1.375	1.500	1.600
	60 mm	1	1.125	1.250	1.375	1.500	1.600
	40 mm	1	1.125	1.250	1.375	1.500	1.600
	20 mm	1	1.125	1.250	1.375	1.500	1.600
	0 mm	1	1.125	1.250	1.375	1.500	1.600
Trở	-20 mm	1	1.125	1.250	1.375	1.500	1.600
	-40 mm	1	1.125	1.250	1.375	1.500	1.600
	-60 mm	1	1.125	1.250	1.375	1.500	1.600
	-80 mm	1	1.125	1.250	1.375	1.500	1.600



Hình 4.24: Đồ thị thể hiện tỷ lệ lực đàn hồi với sự gia tăng tải trọng

4.6 Mô phỏng kiểm nghiệm bền

Sau khi hoàn tất các bước tính toán thiết kế cho hệ thống phanh và hệ thống treo, các thông số kích thước, đặc tính vật liệu và điều kiện làm việc đã được xác định phù hợp với yêu cầu vận hành của xe. Tuy nhiên, để đánh giá độ tin cậy của các kết cấu cơ khí dưới các điều kiện tải trọng thực tế, cần tiến hành mô phỏng kiểm nghiệm bền cho các bộ phận chính, đặc biệt là hệ thống treo.

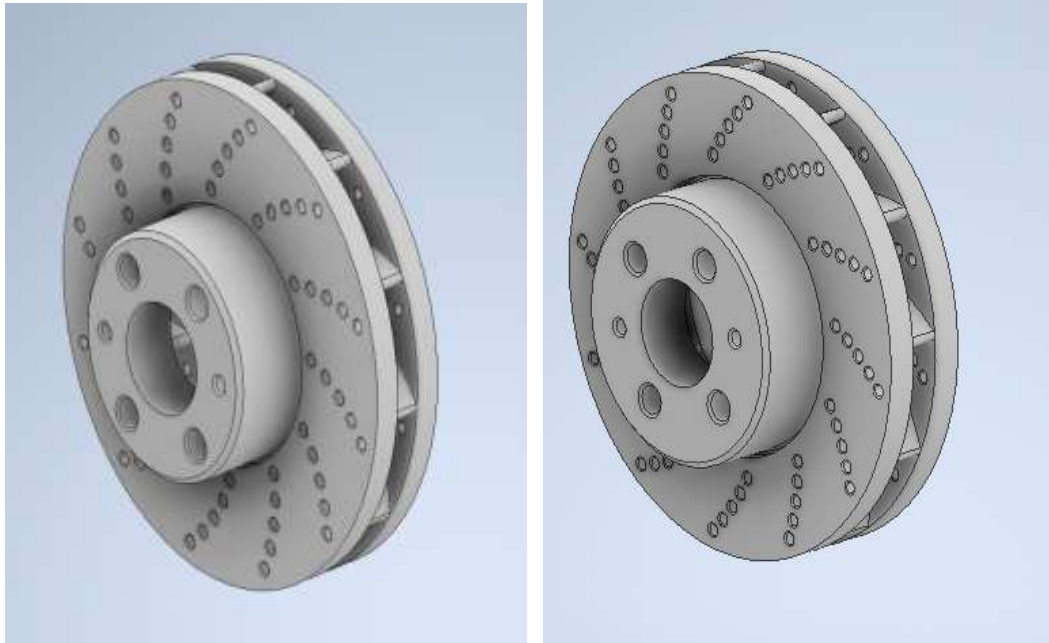
Việc mô phỏng bằng phương pháp phần tử hữu hạn (FEM) giúp kiểm tra ứng suất, biến dạng, vùng tập trung ứng suất và từ đó xác định liệu kết cấu đã đảm bảo độ bền cơ học, an toàn và tuổi thọ trong điều kiện làm việc liên tục hay chưa. Đây là bước không thể thiếu nhằm xác minh lại độ bền thiết kế, hỗ trợ điều chỉnh kết cấu, lựa chọn vật liệu hợp lý hơn nếu cần thiết, trước khi tiến hành chế tạo thực tế.

Quá trình mô phỏng được thực hiện bằng phần mềm Autodesk Inventor, sử dụng công cụ Stress Analysis dựa trên phương pháp phần tử hữu hạn (FEM). Mục tiêu là đánh giá các đại lượng như:

- Ứng suất chính (von Mises)
- Biến dạng tổng
- Vùng tập trung ứng suất nguy hiểm
- Hệ số an toàn (safety factor)

Thông qua mô phỏng, ta có thể kiểm tra xem thiết kế đã đáp ứng được yêu cầu độ bền – tuổi thọ hay chưa, từ đó điều chỉnh lại kích thước, hình dạng hoặc vật liệu nếu cần thiết, nhằm đảm bảo kết cấu hệ thống treo hoạt động ổn định, an toàn trong suốt vòng đời vận hành.

4.6.1. Kiểm nghiệm hệ thống phanh



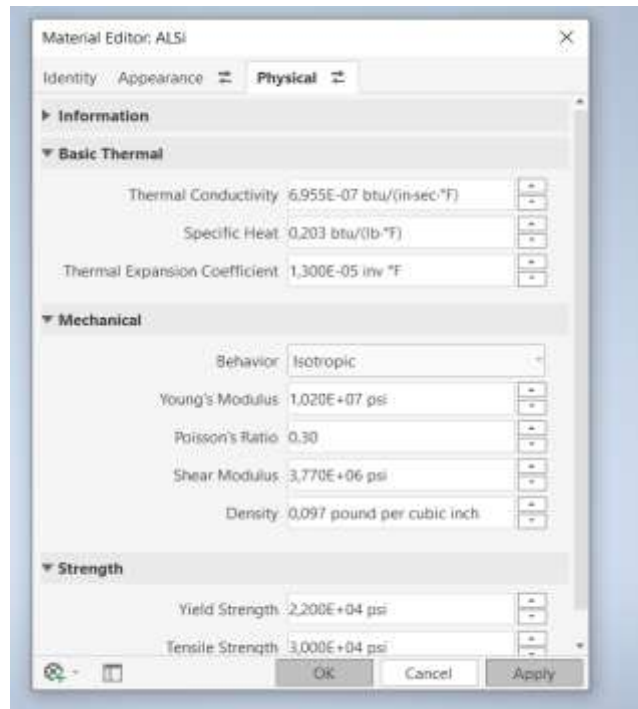
a,

b,

Hình 4.25: Mô hình đĩa phanh thiết kế trong Inventor

a, Đĩa phanh trước; b, Đĩa phanh sau

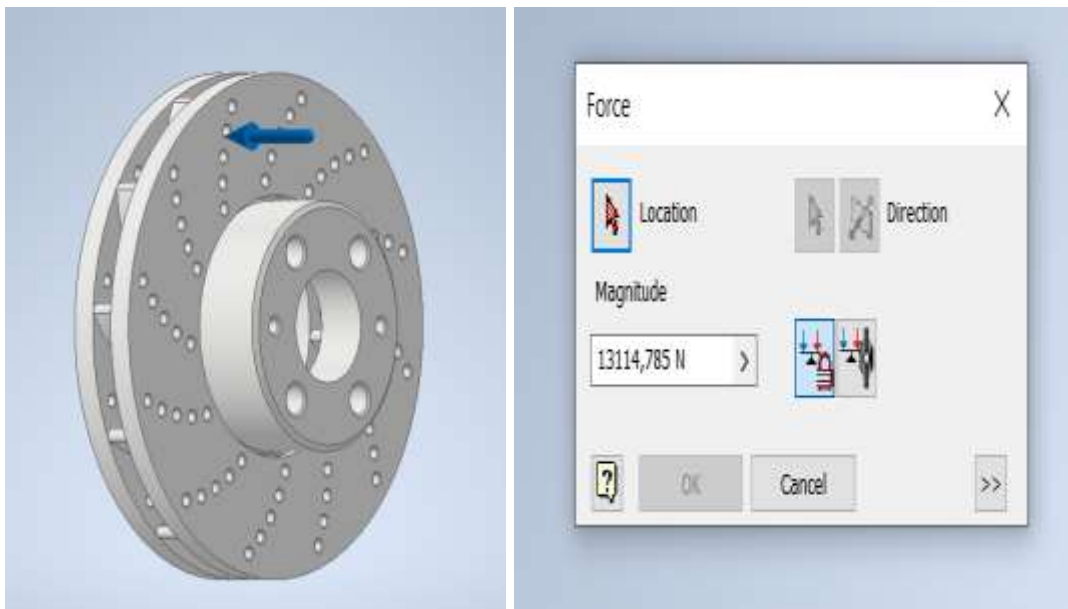
- Chọn vật liệu: Hợp kim AISI12. Có giới hạn chảy $\sigma_{ch} = 15.10^7 (N/m^2)$, mô đun đàn hồi $E = 70.10^9 (N/m^2)$, khối lượng riêng $\rho = 2700 (kg/m^3)$, nhiệt dung riêng $C = 850 (J/kg.K)$



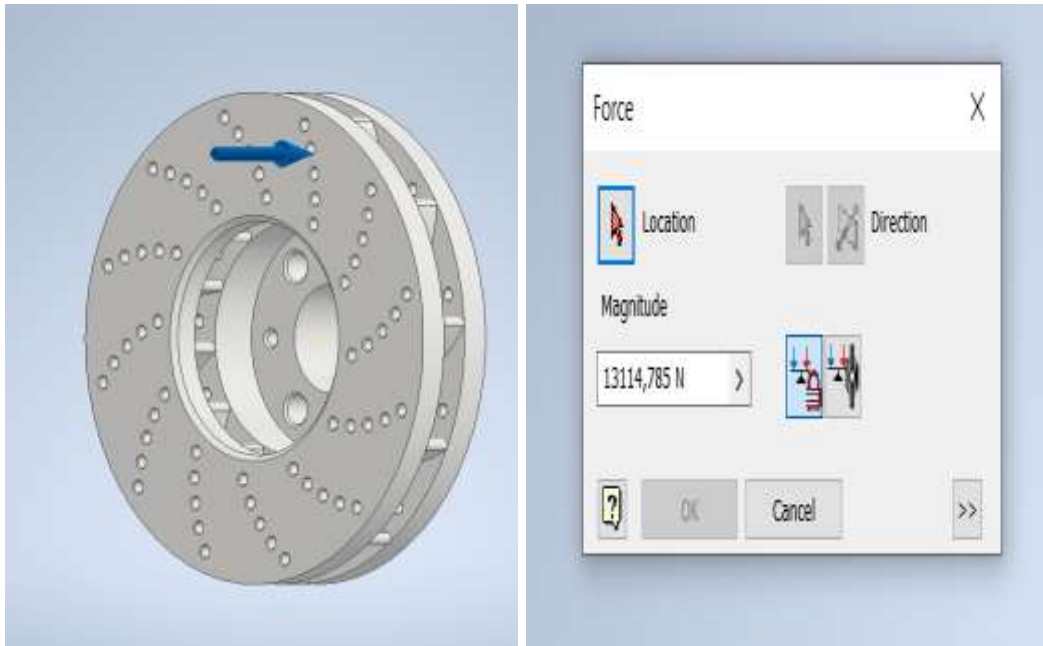
Hình 4.26: Nhập thông số vật liệu

- Vì đĩa phanh là phần tử chuyển động quay nên ta mô phỏng đĩa phanh trước quay theo số vòng quay nhất định.

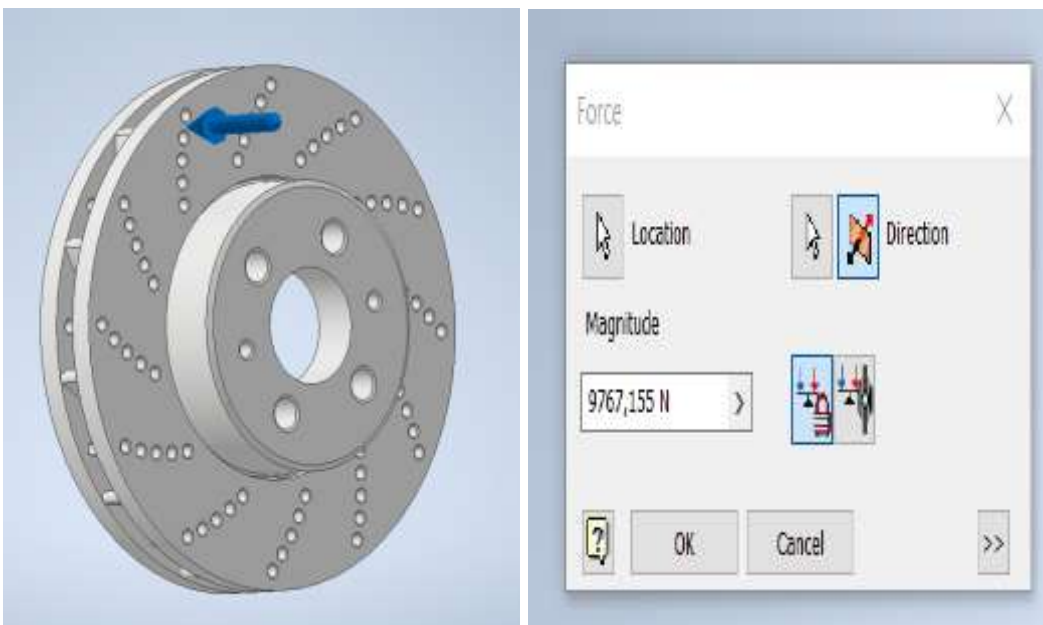
- Đặt lực tác dụng: tải trọng đặt lên lò xo là tải trọng động của lực ép cơ cấu phanh đĩa lên mỗi bánh xe trước; bằng 26229,57N.



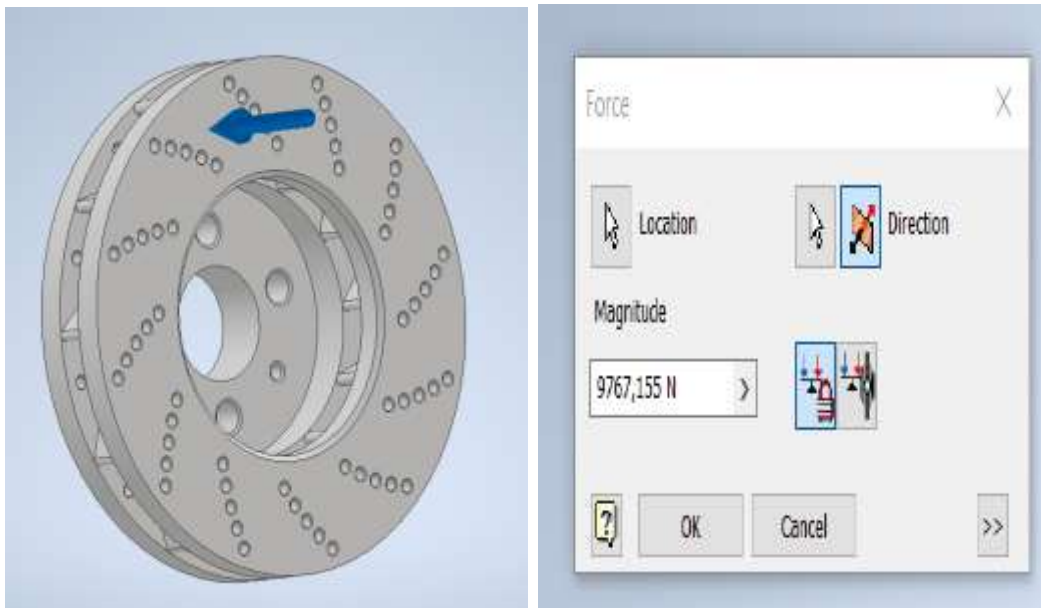
Hình 4.27: Đặt lực và nhập thông số lực tác dụng mặt phải đĩa phanh trước



Hình 4.28: Đặt lực và nhập thông số lực tác dụng mặt trái đĩa phanh trước

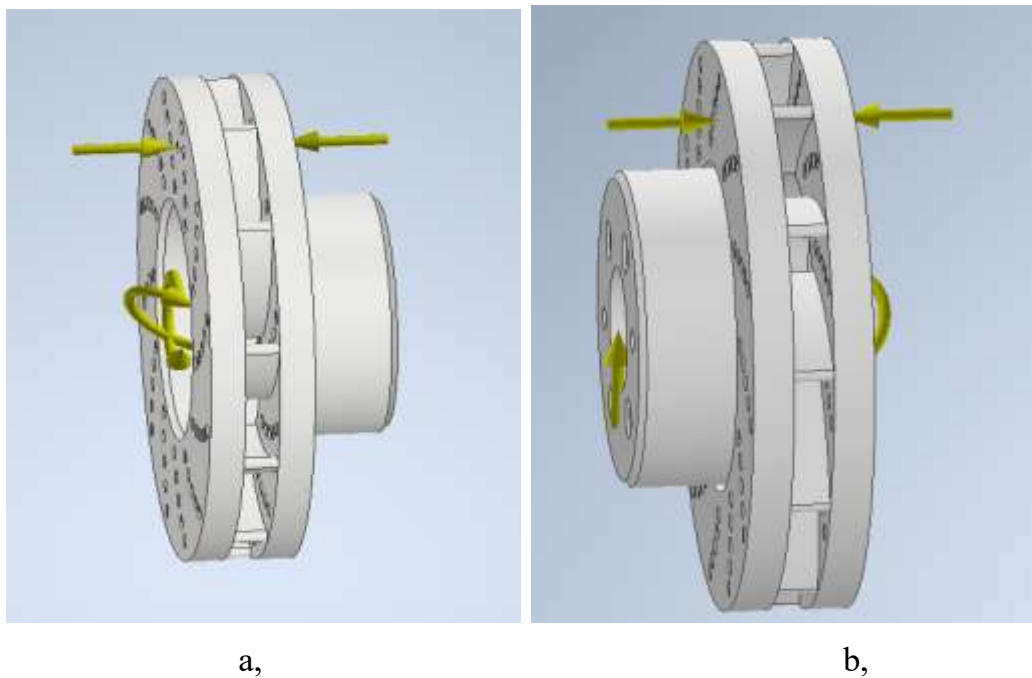


Hình 4.29: Đặt lực và nhập thông số lực tác dụng mặt phải đĩa phanh sau



Hình 4.30: Đặt lực và nhập thông số lực tác dụng mặt trái đĩa phanh sau

- Tiến hành Create Study cho ra lực mà momen phân bố lên đĩa phanh trước, đĩa phanh sau.



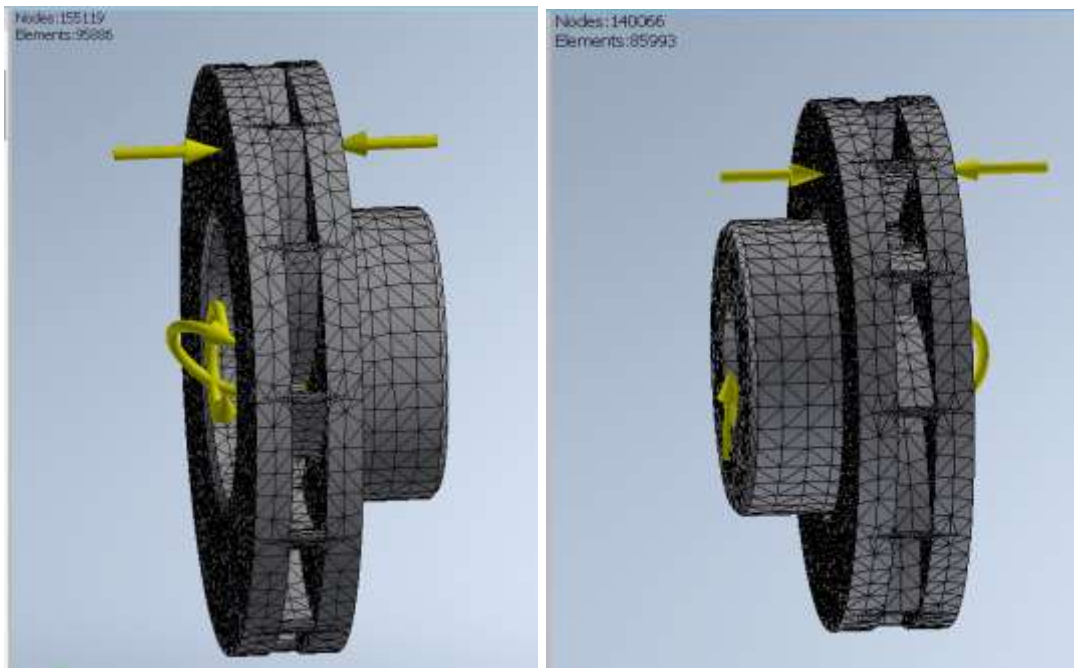
a,

b,

Hình 4.31: Create Study

a, Đĩa phanh trước; b, Đĩa phanh sau

- Chia lưới: thực hiện chia lưới đĩa phanh trước với 155119 nút và 95886 phần tử, đĩa phanh sau với 140066 nút và 85993 phần tử.



a,

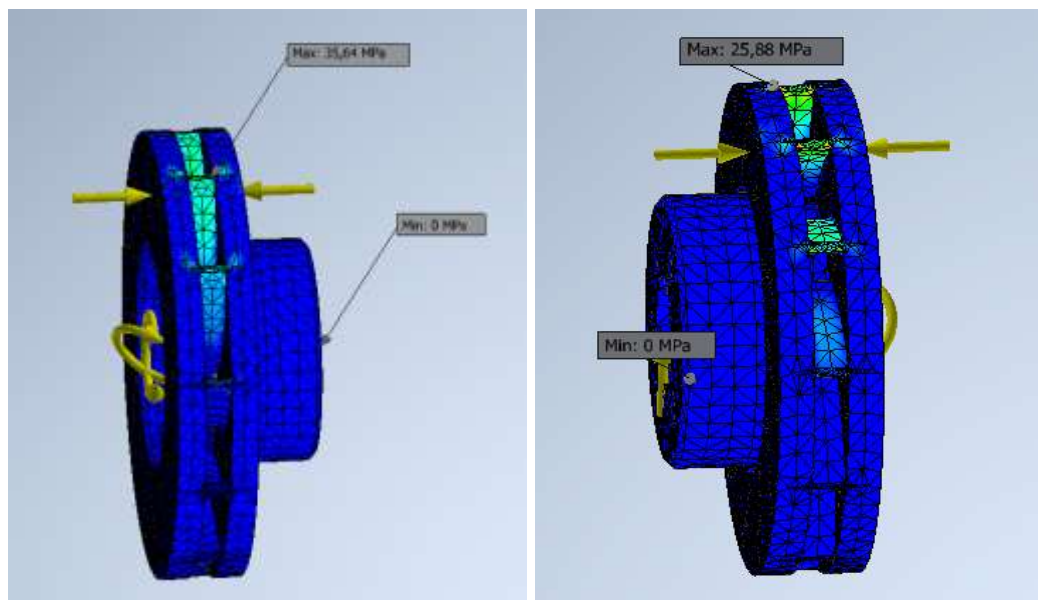
b,

Hình 4.32: Chia lưới đĩa phanh

a, Đĩa phanh trước; b, Đĩa phanh sau

- Kết quả:

+ Ứng suất: Ứng suất Von Mises cực đại đĩa phanh trước $\sigma_{ch} = 35,64$ MPa, đĩa phanh sau $\sigma_{ch} = 25,88$ MPa trong khi ứng suất tối thiểu 0.00 MPa. Ứng suất cực đại này vẫn thấp hơn nhiều so với vật liệu hợp kim ALSI12



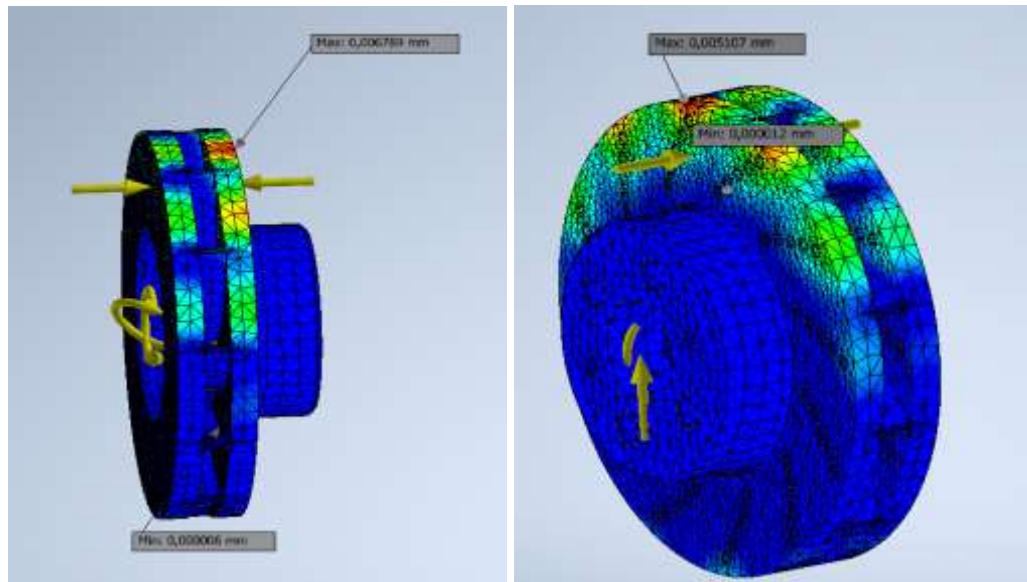
a,

b,

Hình 4.33: Ứng suất tác dụng lên đĩa phanh

a, Đĩa phanh trước; b, Đĩa phanh sau

+ Chuyển vị: Cả hai đĩa phanh trước và sau làm bằng hợp kim ALSI12, đối với đĩa phanh trước khi chịu tải trọng tối đa 13114,785N; cho thấy biến dạng tổng cộng tối đa 0,006789 mm tại điểm lực phanh tác dụng vào, đĩa phanh sau khi chịu tải trọng tối đa 9767,155 N; cho thấy biến dạng tổng cộng tối đa 0,005107 mm tại điểm lực phanh tác dụng vào.



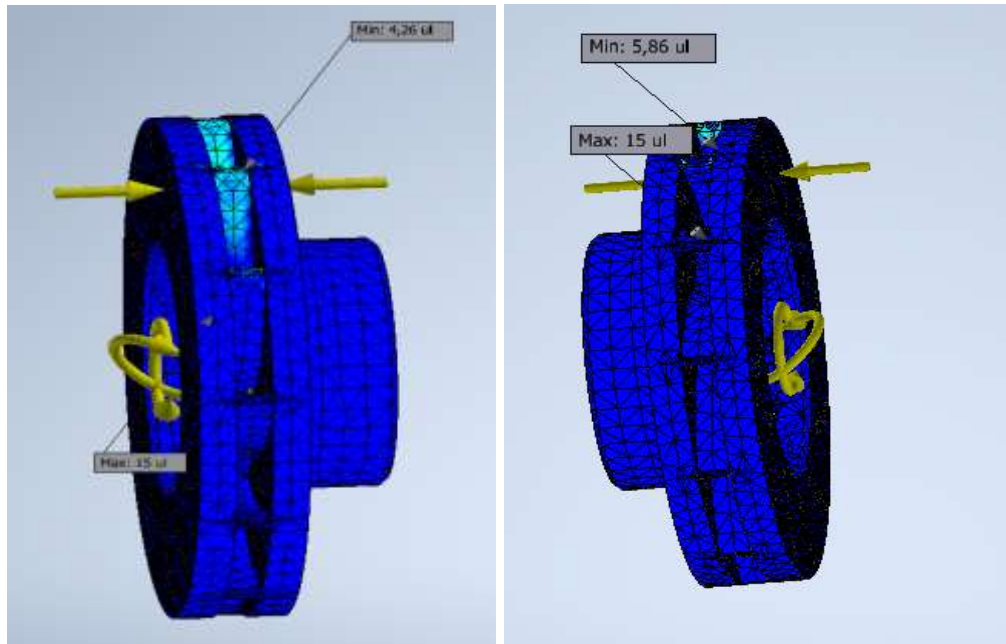
a,

b,

Hình 4.34: Chuyển vị của đĩa phanh

a, Đĩa phanh trước; b, Đĩa phanh sau

+ Hệ số an toàn: Kết quả cho thấy rằng độ an toàn của đĩa phanh có giá trị 4,26 với đĩa phanh trước, 5,86 với đĩa phanh sau. Với lý thuyết tính toán thì biến dạng nhỏ, chi tiết hoạt động tốt về mặt cứng vững, độ an toàn của vật liệu lớn hơn 1 thì đạt độ an toàn.



a,

b,

Hình 4.35: Hệ số an toàn của đĩa phanh

a, Đĩa phanh trước; b, Đĩa phanh sau

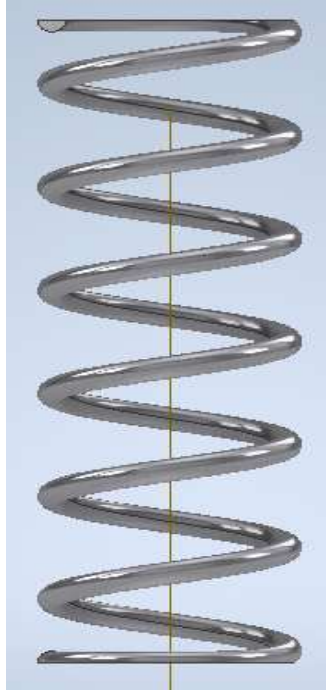
4.6.2 Kiểm nghiệm hệ thống treo

a. Lò xo treo trước

- ❖ Mô hình lò xo sử dụng trong mô phỏng là lò xo với các kích thước đã thiết kế.

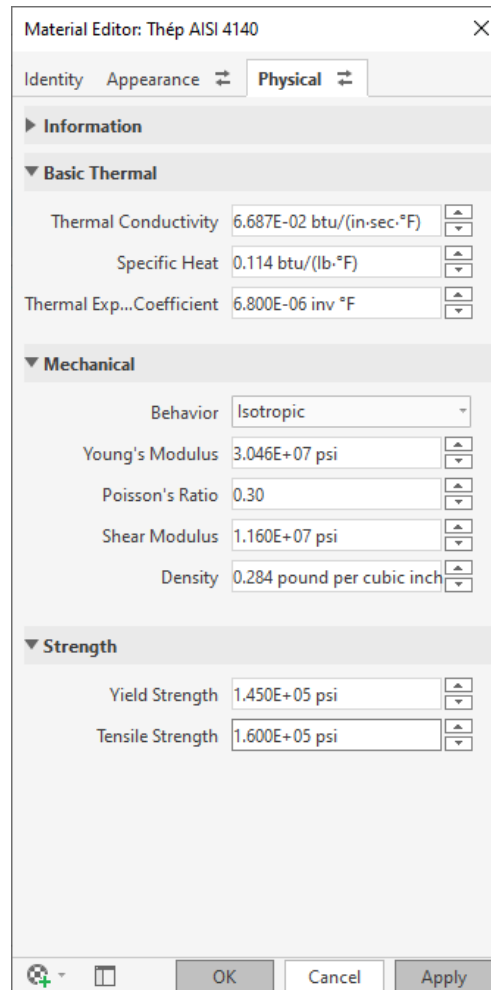
Bảng 4.7: Thông số lò xo thiết kế

Thông số	Giá trị
Đường kính dây lò xo (mm)	14
Đường kính trung bình của lò xo (mm)	112
Số vòng	8
Chiều dài ban đầu (mm)	382



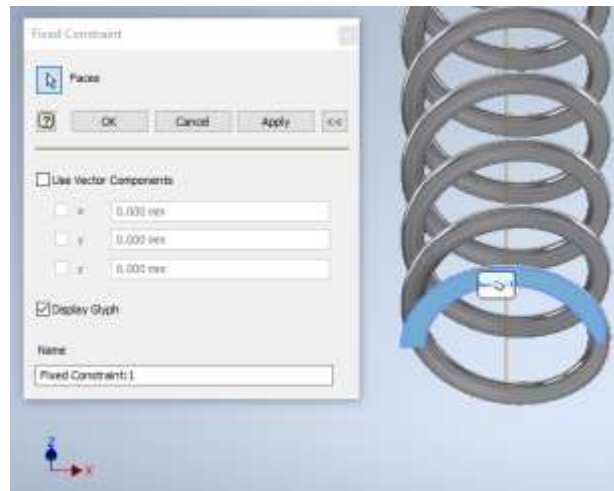
Hình 4.36: Mô hình lò xo thiết kế trong Inventor

- Chọn vật liệu: Thép AISI 4140 tôi ram ở độ cứng 40 HRC. Có giới hạn chảy $\sigma_{ch} = 1000$ MPa, mô đun đàn hồi $E = 2,05 \cdot 10^{11}$ N/m², Khối lượng riêng $\rho = 7850$ Kg/m³ Nhiệt dung riêng $C = 475$ J/kg.K.

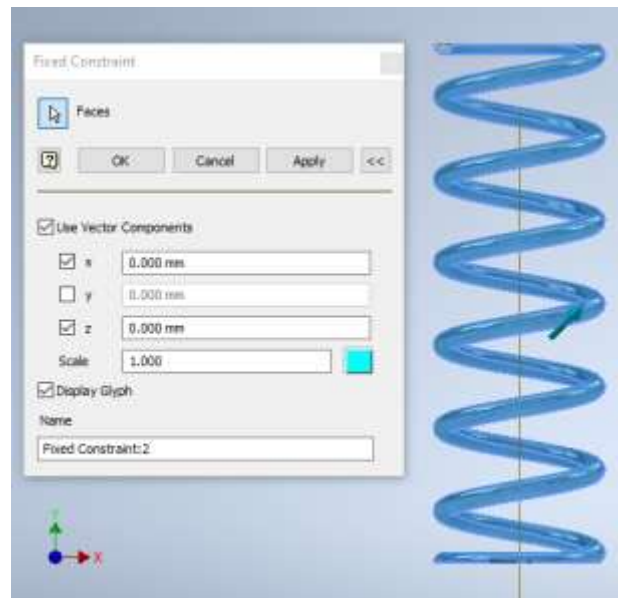


Hình 4.37: Nhập thông số vật liệu Thép AISI 4140

- Cố định các bậc tự do của lò xo: Trong hệ thống treo độc lập, một đầu của lò xo được gắn cố định (thường là khung xe). Đầu còn lại nối với tay đòn và chịu lực từ mặt đường, di chuyển theo phương đứng. Vì vậy, thực hiện ràng buộc một đầu lò xo cố định, đầu kia chịu tải trọng và giới hạn chuyển động của lò xo chỉ theo chiều thẳng đứng, tức là cố định 2 bậc tự do của thân lò xo theo phương X,Z.

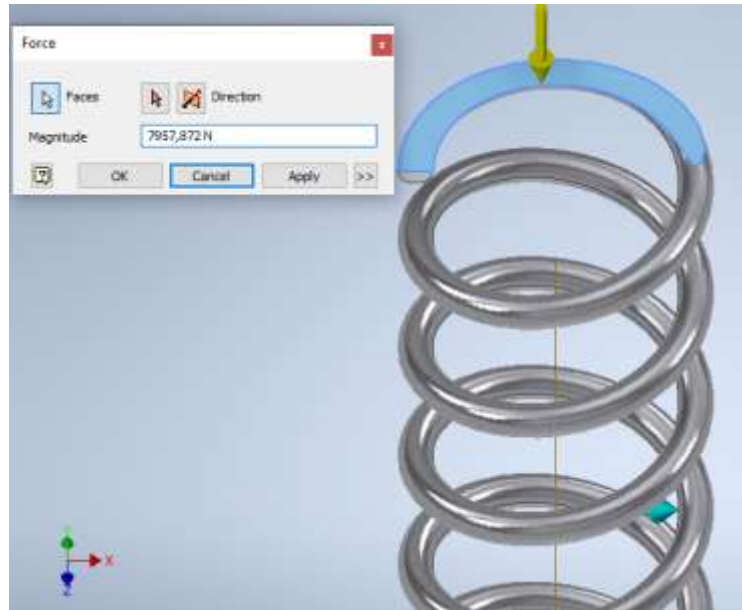


Hình 4.38: Hạn chế bậc tự do ở mặt dưới lò xo



Hình 4.39: Hạn chế bậc tự do theo phương X, Z của lò xo

- Đặt lực tác dụng: tải trọng tác dụng lò xo là tải trọng tĩnh của toàn bộ xe đặt lên 1 bánh xe, $Z_t = 7957,872$ N.



Hình 4.40: Đặt lực tác dụng lên lò xo

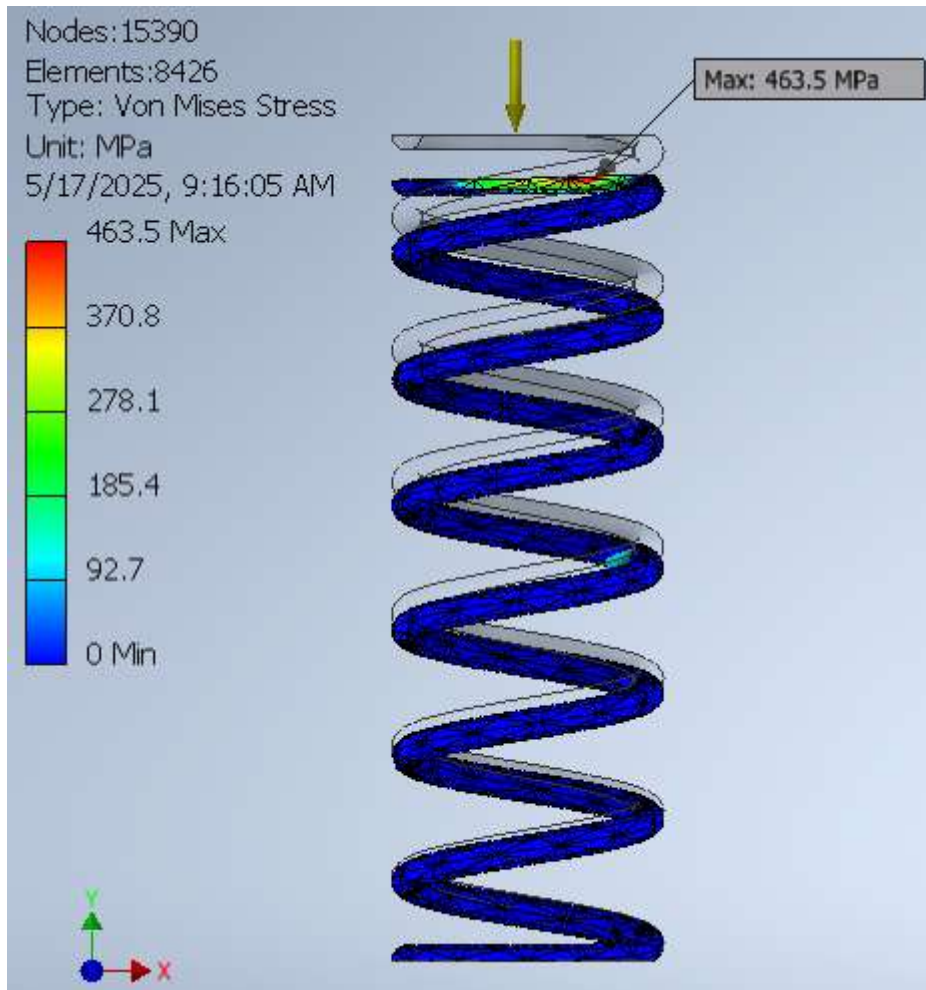
- Chia lưới: thực hiện chia lưới tự động chi tiết lò xo với 15390 nút và 8426 phần tử.



Hình 4.41: Chia lưới lò xo

- Kết quả:

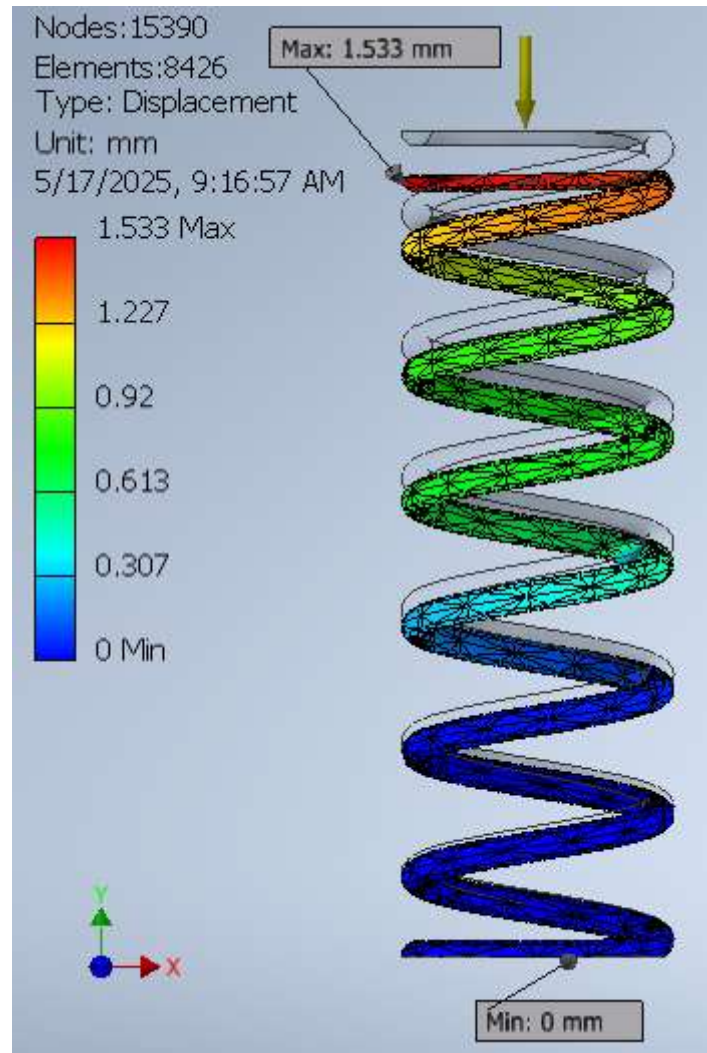
+ Ứng suất: Ứng suất Von Mises cực đại $\sigma_{ch} = 463.5$ MPa, tập trung ở vòng xoắn đầu trên, tại nơi tiếp xúc tải.



Hình 4.42: Ứng suất tác dụng lên lò xo

➤ Nhận xét: Ứng suất tập trung ở đầu lò xo tại mặt tiếp xúc, giảm dần dọc theo chiều dài lò xo. Ứng suất cực đại này vẫn thấp hơn nhiều so với vật liệu thép carbon cao có giới hạn chảy là $\sigma_{chmax} = 1000 \text{ MPa}$ nên lò xo an toàn.

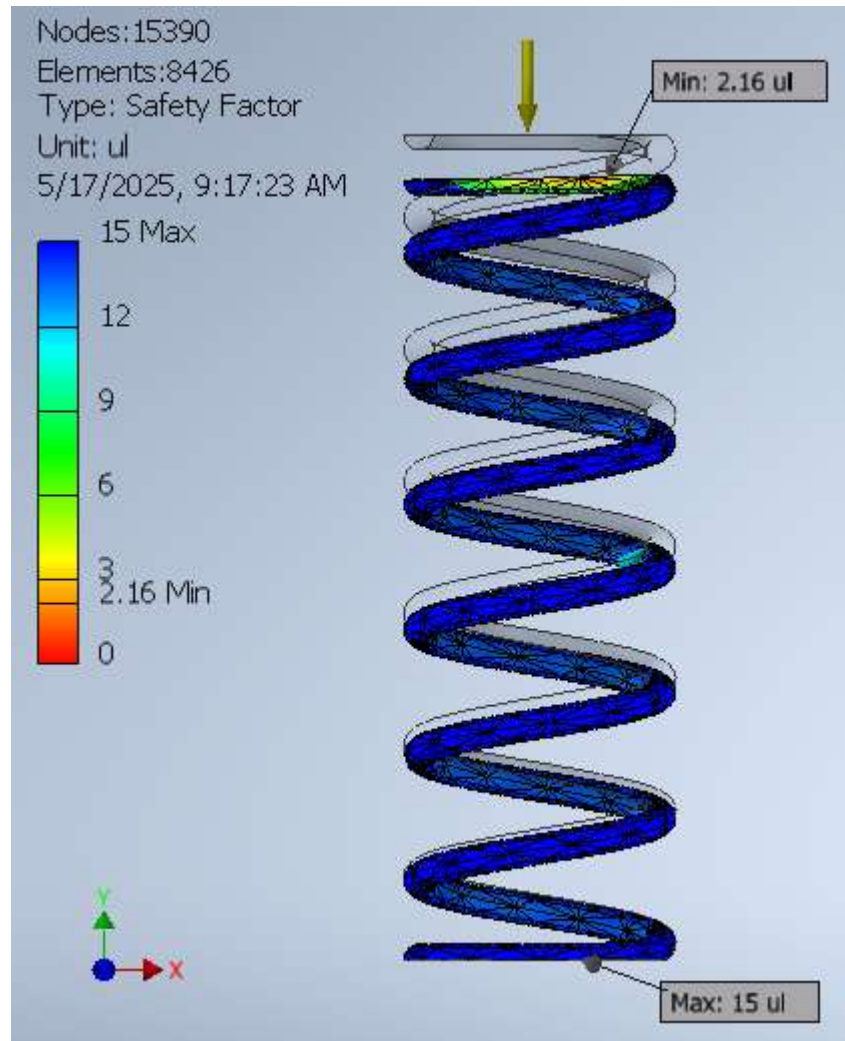
+ Chuyển vị: Lò xo bằng thép cacbon cao, khi chịu tải trọng tối đa 7957,872N, cho thấy biến dạng tối đa 1,53 mm tại điểm đặt tải trọng và chuyển vị giảm dần dọc theo chiều dài lò xo.



Hình 4.43: Chuyển vị của lò xo

➤ Nhận xét: Giá trị chuyển vị tương đối nhỏ, thể hiện độ cứng của lò xo đạt yêu cầu. Phân bố đều theo dạng gradient màu cho thấy lò xo biến dạng tuyến tính, làm việc ổn định, không bị biến dạng cục bộ bất thường.

+ Hệ số an toàn: Hệ số an toàn tối thiểu của lò xo đạt 2,16 tại vùng chịu tải trọng tối đa trên lò xo.



Hình 4.44: Hệ số an toàn của lò xo

➤ Nhận xét: Lò xo có khả năng chịu tải khá tốt trong vùng làm việc hiện tại. Hệ số an toàn tối thiểu > 2 đạt yêu cầu an toàn khi chế tạo lò xo ứng dụng trong hệ thống treo. Phần lớn thân lò xo có hệ số an toàn cao, không bị quá tải, không có phần tử nào mất an toàn hay bị phá hủy trong điều kiện chịu tải tĩnh.

b. Lá nhíp hệ thống treo sau

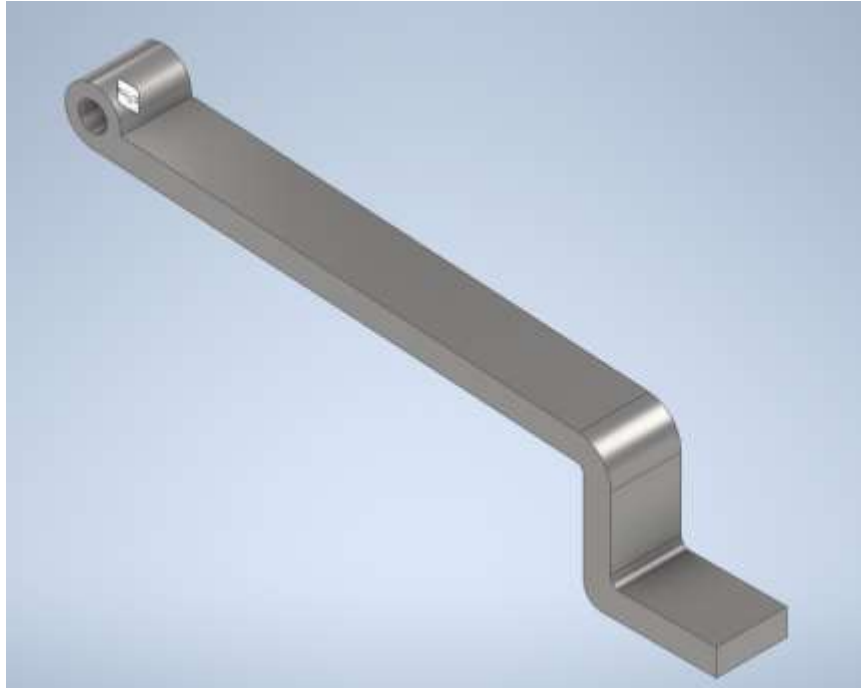
Chọn vật liệu: Thép carbon không cao 1.6582 (34CrNiMo6). Có giới hạn chảy $\sigma_{ch} = 10^9 \text{ N/m}^2$, Mô đun đàn hồi $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$, Khối lượng riêng $\rho = 7800 \text{ Kg/m}^3$ Nhiệt dung riêng $C = 440 \text{ J/kg.K}$.

The image shows a software dialog box titled "Material Editor: Steel, Carbon". It has three tabs: "Identity", "Appearance", and "Physical". The "Physical" tab is selected. The dialog is organized into sections: "Information", "Basic Thermal", "Mechanical", and "Strength".

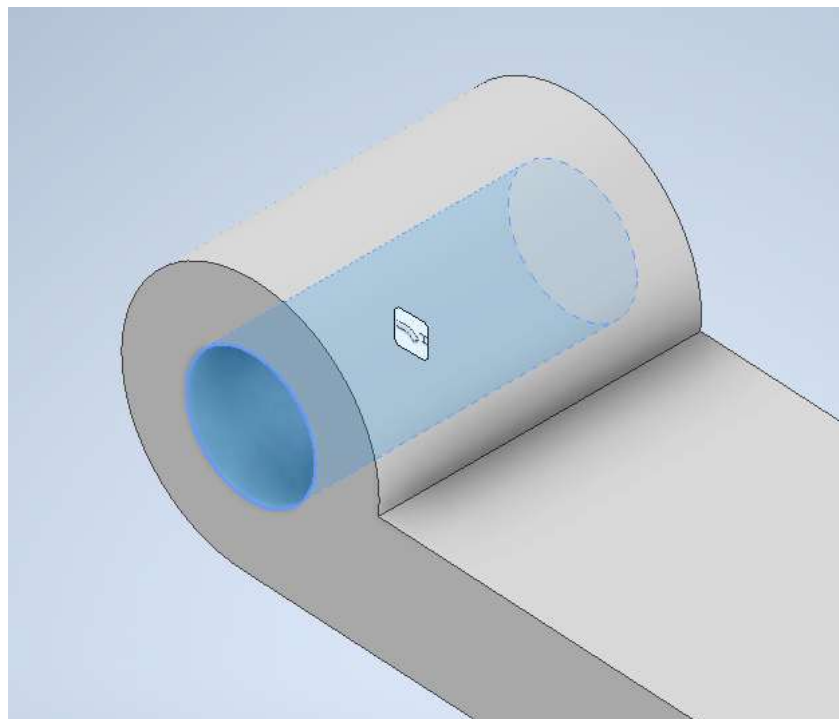
- Basic Thermal:**
 - Thermal Conductivity: 4.760E+01 W/(m·K)
 - Specific Heat: 0.480 J/(g·°C)
 - Thermal Exp...Coefficient: 12.000 μm/(m·°C)
- Mechanical:**
 - Behavior: Isotropic
 - Young's Modulus: 200.000 GPa
 - Poisson's Ratio: 0.29
 - Shear Modulus: 79700.000 MPa
 - Density: 7.850 g/cm³
- Strength:**
 - Yield Strength: 350.000 MPa
 - Tensile Strength: 420.000 MPa
 - Thermally Treated

At the bottom, there are icons for help and a list, and buttons for "OK", "Cancel", and "Apply".

Hình 4.45: Nhập thông số vật liệu

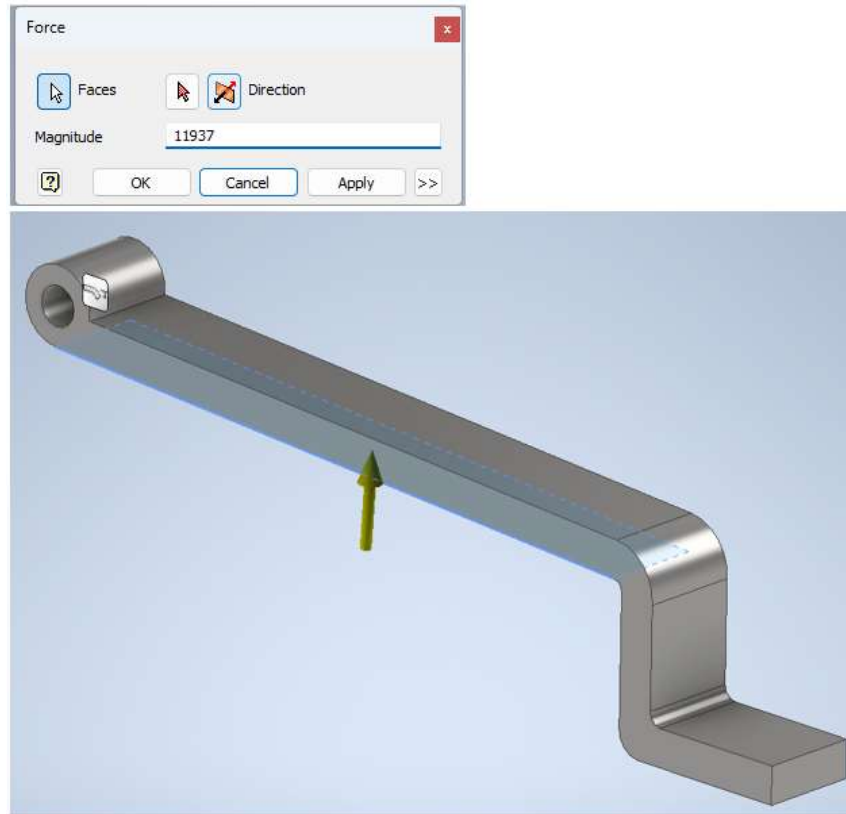


Hình 4.46: Hình ảnh lá nhíp trong inventor



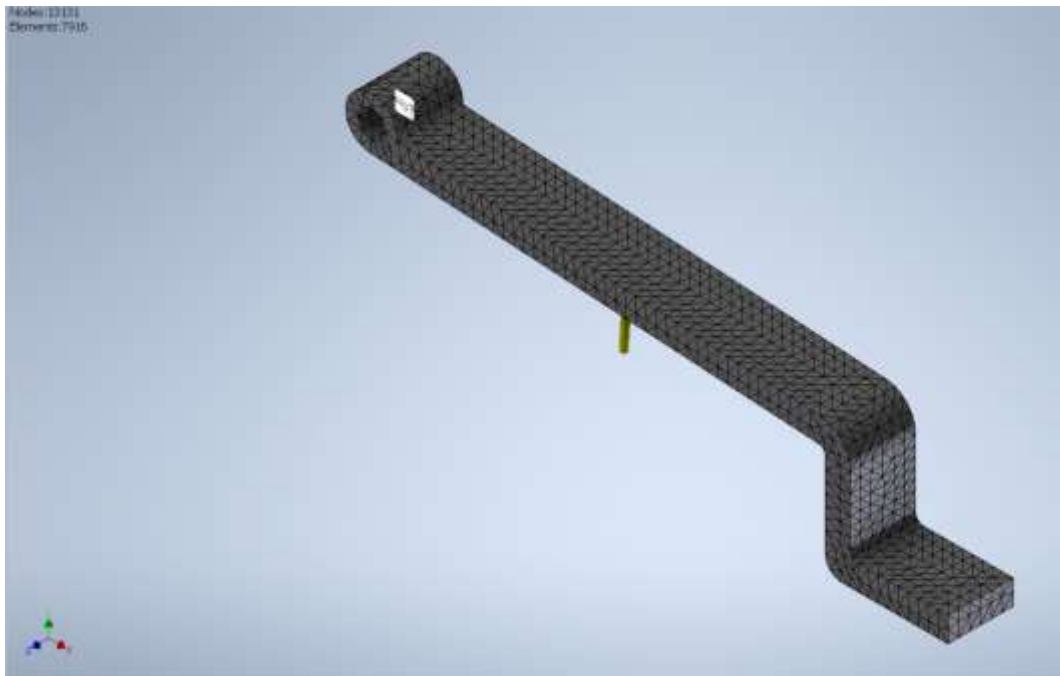
Hình 4.47: Hạn chế bậc tự do ở tai nhíp.

- Đặt lực tác dụng: Kết hợp với điều kiện về tải trọng phân bố cầu sau thiết kế cầu sau có sự thay đổi và sự phân bố tải trọng là 40:60 cho nên lực tác dụng lên cầu sau có giá trị là 11937N.



Hình 4.48: Đặt lực trên lá nhíp

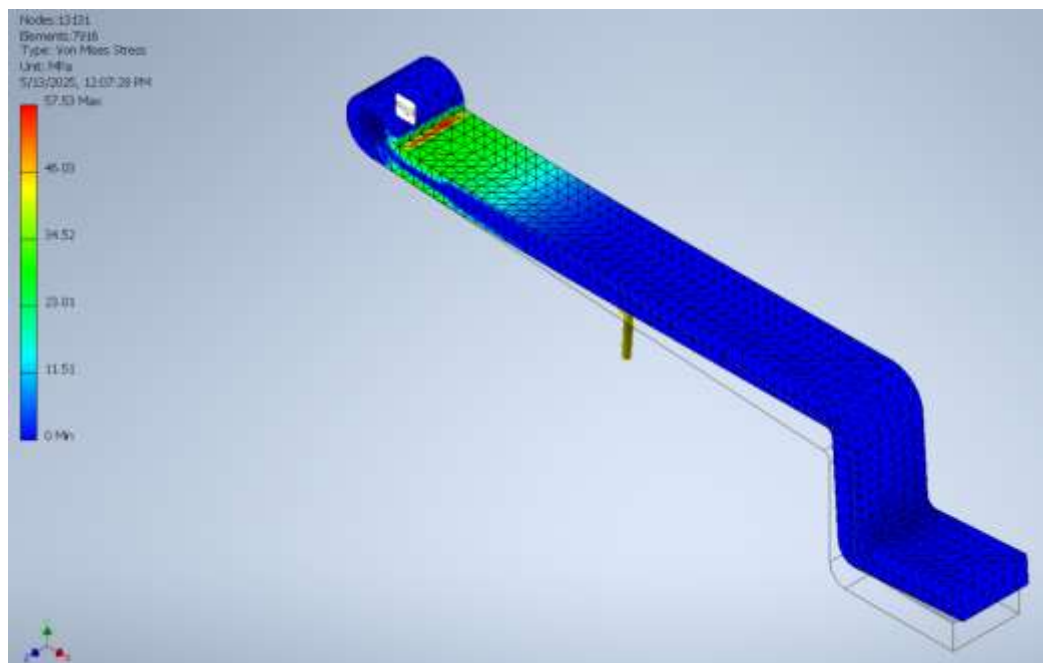
- Chia lưới: Thực hiện chia lưới chi tiết với 13131 nút và 7916 phần tử.



Hình 4.49: Chia lưới lá nhíp

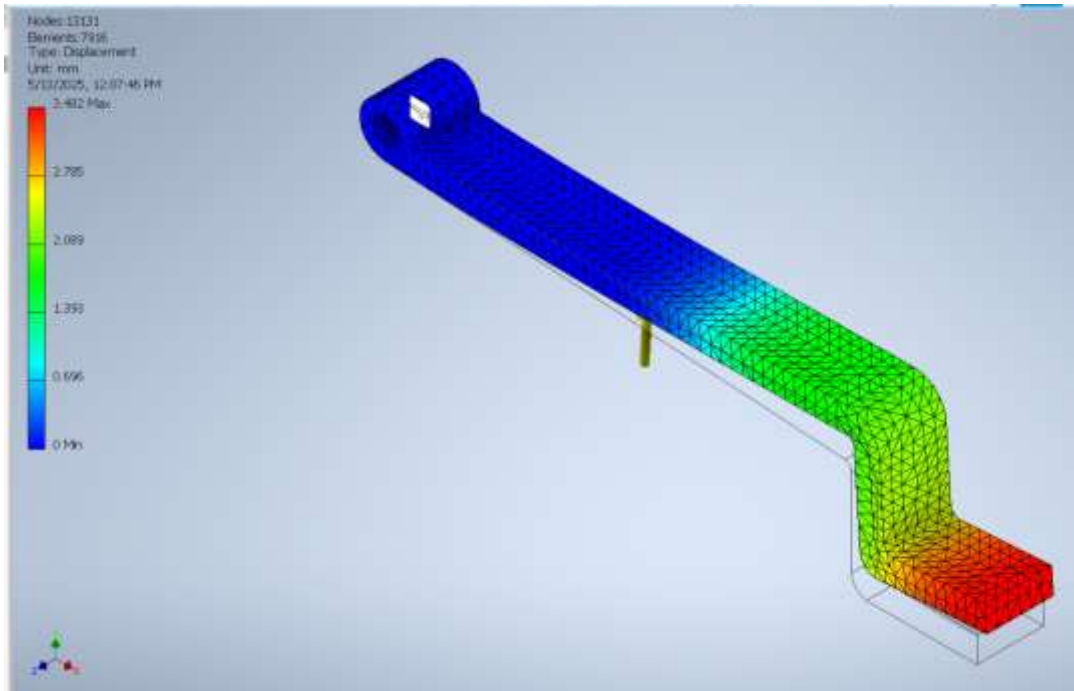
- Kết quả:

Ứng suất: Khi lá nhíp chịu tải trọng, nó sẽ chịu áp lực và biến dạng. Ứng suất của lá nhíp thể hiện mức độ căng bằng của vật liệu trong lá nhíp dưới tác động của lực. Qua hình 6.20 ta thấy được ứng suất lớn nhất của lá nhíp tại chỗ ngàm chốt nhíp được thể hiện bằng màu đỏ có giá trị $\sigma_{ch} = 57,53$ Mpa so với ứng suất lớn nhất mà vật liệu thép carbon 1.6582 (34CrNiMo6) có thể chịu được là $\sigma_{chmax} = 1000$ Mpa.



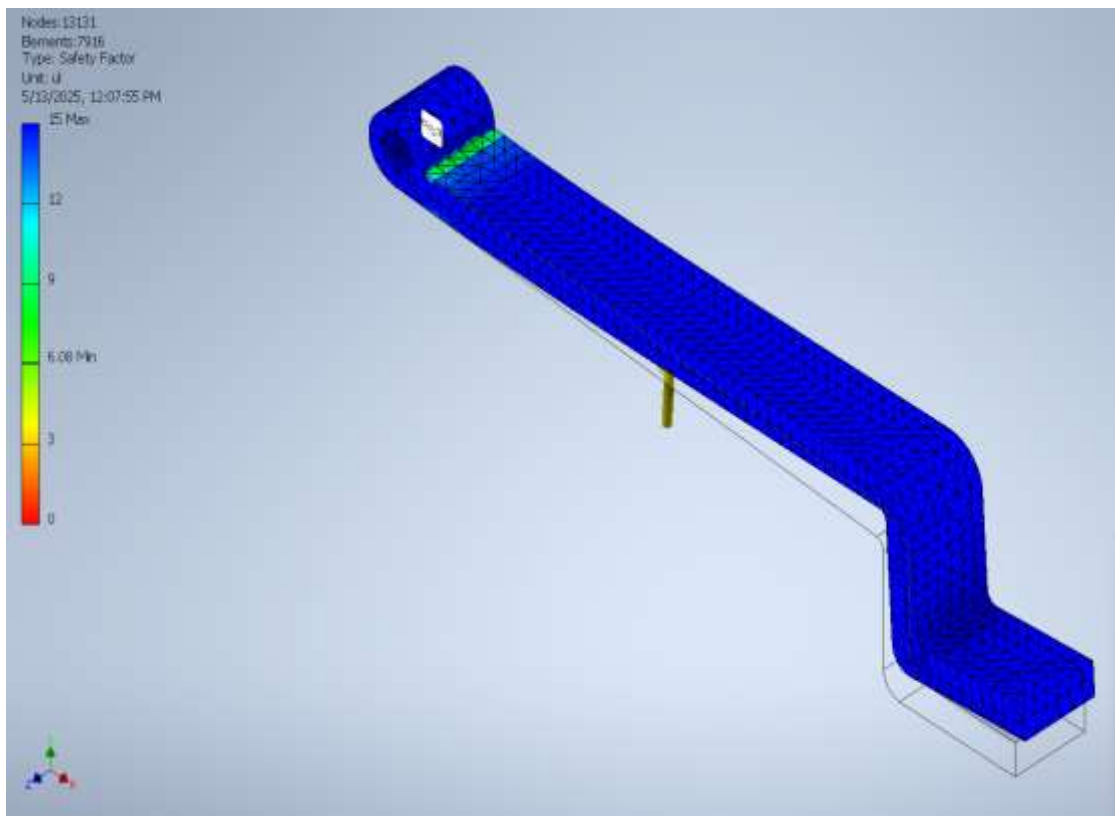
Hình 4.50: Ứng suất trên lá nhíp

Chuyển vị: Lá nhíp chịu lực trọng lượng bản thân được thể hiện qua thang đo màu xanh có giá trị là 0 thay đổi 3,482mm được thể hiện qua thang màu đỏ tương ứng với thời điểm chịu tải trọng. Độ dịch chuyển này thấp hơn so với độ võng tĩnh ft ban đầu đưa ra là 110mm.



Hình 4.51: Chuyển vị trên lá nhíp

Hệ số an toàn: Độ an toàn của lá nhíp được tính theo ứng suất lý thuyết chia ứng suất thực tế với giá trị 1000/785.172 có hệ số an toàn là $1.27 > 1$ thì vật liệu đó an toàn.



Hình 4.52: Hệ số an toàn trên lá nhíp

CHƯƠNG 5: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ TRẠM SẠC VÀ GIÁM SÁT VẬN HÀNH

5.1 Tính toán thiết kế trạm sạc tích hợp năng lượng mặt trời

5.1.1 Mục tiêu thiết kế

Dựa theo điều kiện vận hành của xe buýt điện đã thiết kế ở trên, có thể đầu tư lắp đặt một hệ thống trạm sạc nhanh DC tại bến đỗ nhằm đáp ứng nhu cầu sạc nhanh chóng và tiện lợi cho xe buýt điện, rút ngắn đáng kể thời gian sạc, tăng tính tiện lợi trong quá trình đỗ sạc cho xe phòng trừ những trường hợp khẩn cấp.

Trên thực tế hiện nay, có nhiều bến xe là trạm dừng cho các đội xe Danabus trong thành phố theo các tuyến tương ứng là bến xe trung tâm Đà Nẵng, bến xe Xuân Diệu, bến xe Phạm Hùng,... Thiết kế trạm sạc nhanh đặt tại hai bến dừng chính, là điểm xuất phát của nhiều tuyến xe buýt và có vị trí thuận lợi đó là bến xe trung tâm và bến xe Xuân Diệu. Cấu hình trạm sạc tại hai bến này là như nhau.

Theo thông tin được công bố, số lượng xe trung bình tại bến xe trung tâm là 18 chiếc. Vì xe chủ yếu sạc chậm qua đêm, các trụ sạc nhanh để sạc khẩn cấp nên đề xuất xây dựng trạm sạc đáp ứng 40% số lượng xe tại bến.

Thiết kế trạm sạc nhanh DC sạc đồng thời cho 8 xe buýt, đảm bảo yêu cầu sạc nhanh, an toàn, hiệu quả và dễ vận hành.

Ngoài ra, để tối ưu chi phí cũng như tận dụng các điều kiện thuận lợi sẵn có như thời gian nắng trong ngày nhiều, bãi xe rộng... Nhóm đề xuất sử dụng kết hợp hệ thống điện năng lượng mặt trời để tối ưu hóa quá trình sạc, mang lại hiệu quả kinh tế cho nhà xe.

Hệ thống điện năng lượng mặt trời sẽ được sử dụng cho mục đích thay thế cho hệ thống trạm sạc trong giờ cao điểm, tức là sẽ sạc hoàn toàn bằng điện năng lượng mặt trời để giảm lượng điện mua từ lưới điện với giá cao trong giờ cao điểm.

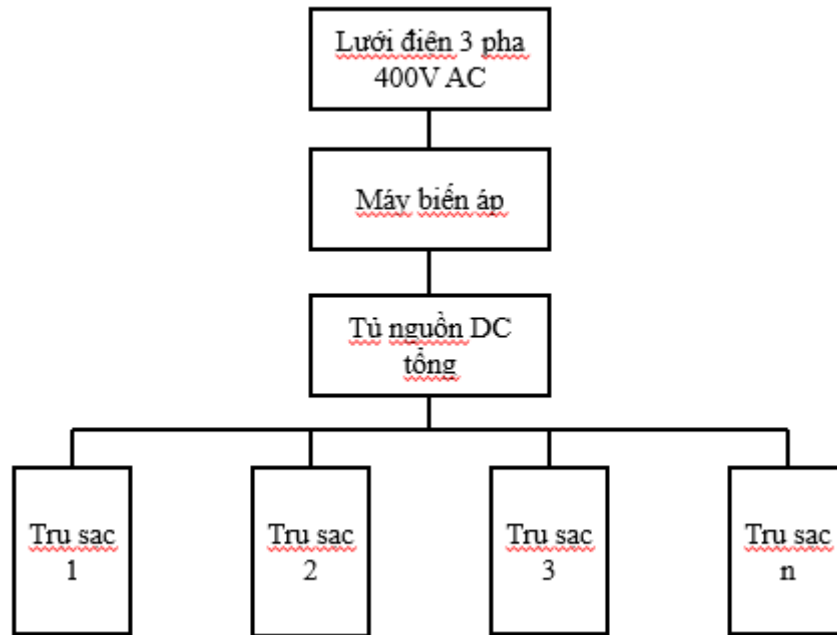
Với mục tiêu quan trọng là giảm chi phí đầu tư, nâng cao hiệu quả kinh tế, lợi nhuận, khai thác điện năng hiệu quả nhất từ nguồn năng lượng mặt trời. Do đó, lựa chọn Mô hình hệ thống Pin mặt trời kết hợp nối lưới có lưu trữ. Mô hình hệ thống năng lượng mặt trời này chỉ áp dụng cho một trụ sạc duy nhất tại bến.

Vậy, mục tiêu thiết kế trạm sạc là hệ thống sạc có 4 trụ sạc, một trụ sạc tích hợp hệ thống năng lượng mặt trời có lưu trữ.

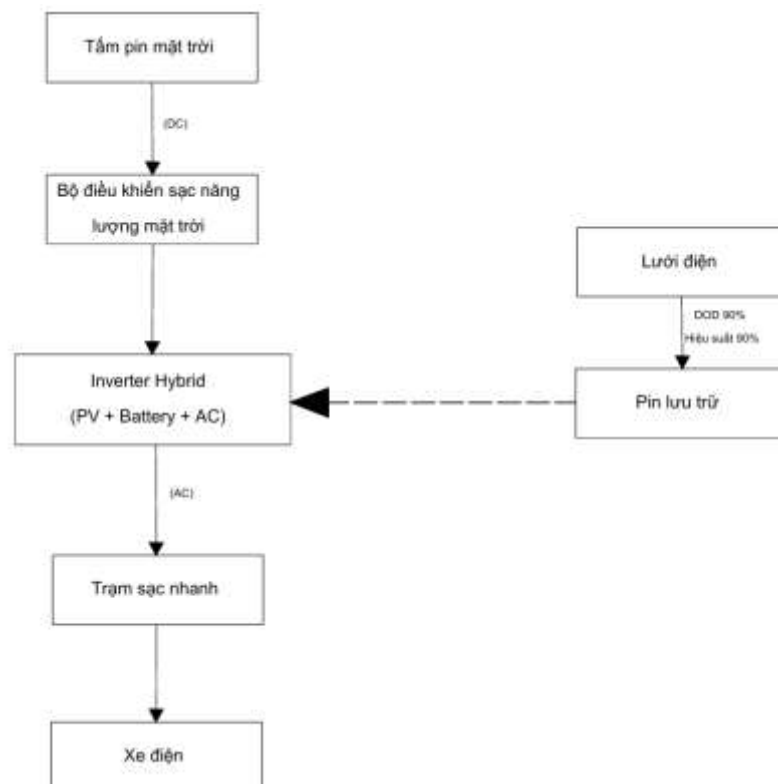
5.1.2 Cấu hình hệ thống trạm sạc

Với đặc thù trạm xe buýt (khu kỹ thuật, có quản lý, có không gian đặt thiết bị), phương án thiết kế tối ưu là sử dụng bộ nguồn tập trung giúp dễ quản lý & giảm chi phí dây AC.

❖ Sơ đồ nguyên lý hệ thống trạm sạc:



Hình 5.1: Sơ đồ nguyên lý hệ thống trạm sạc



Hình 5.2: Sơ đồ minh họa hệ thống NLMT có dự trữ

❖ Các thành phần chính trong hệ thống trạm sạc:

- Máy biến áp: Chuyển đổi điện áp từ 3 pha 400 V AC (lưới điện) xuống mức phù hợp để cấp điện cho tủ nguồn DC của trạm sạc, đảm bảo hệ thống sạc hoạt động ổn định và đáp ứng được nhu cầu tải cho các trụ sạc.
- CB tổng: Bảo vệ hệ thống khỏi quá dòng và sự cố ngắn mạch, đảm bảo an toàn cho các thiết bị trong trạm sạc.
- Tủ nguồn DC: Chuyển đổi nguồn điện AC từ lưới điện thành điện DC để cung cấp cho các trụ sạc.
- Trụ sạc: sạc điện cho xe và là điểm giao tiếp giữa người sử dụng và hệ thống sạc, đảm bảo quá trình sạc nhanh và hiệu quả cho xe buýt điện.
- Hệ thống inverter Hybrid: Chuyển đổi điện DC từ pin mặt trời hoặc pin lưu trữ sang AC để cấp cho tủ nguồn, sạc xả pin lưu trữ, điều phối năng lượng.
- Pin năng lượng mặt trời: Chuyển đổi năng lượng bức xạ mặt trời thành điện DC.
- Pin lưu trữ cho hệ thống năng lượng mặt trời: lưu trữ năng lượng.

5.1.3 Tính toán lựa chọn thiết bị

a. Tính toán trạm sạc từ lưới điện

- Công suất sạc nhanh DC yêu cầu đối với 1 xe: $P_1 = 60 \text{ kW}$
- Số xe sạc ở mỗi trụ: $n_x = 2$

=> Lựa chọn trụ sạc có công suất 120 kW, 2 đầu sạc chuẩn CCS type 2.

- Số trụ sạc bố trí tại trạm sạc: $n_t = 4$
- Công suất trụ sạc:

$$P_{tru} = P_1 \cdot n_x = 60 \cdot 2 = 120 \text{ kW} \quad (5.1)$$

- Tổng công suất trạm:

$$P_{tram} = P_{tru} \cdot n_t = 4 \cdot 120 = 480 \text{ kW} \quad (5.2)$$

=> Lựa chọn tủ nguồn DC có công suất 480 kW.

- Nguồn cấp điện:
- + Điện áp lưới điện: 3 pha 400V AC
- + Dòng điện yêu cầu:

$$I = \frac{P_{tram}}{\sqrt{3} \cdot U \cdot \cos \phi} \quad (5.3)$$

Trong đó: $U = 400 \text{ V}$ – Điện áp cấp nguồn;
 $\cos \phi = 0,9$ – hệ số công suất

thay vào công thức, ta được: $I = \frac{480}{\sqrt{3} \cdot 400 \cdot 0,9} = 770 \text{ (A)}$

=> CB tổng phải chịu được dòng liên tục tối thiểu ~770 A → chọn CB tổng ≥ 800 A.

- Công suất biểu kiến cần cấp:

$$S = \frac{P_{tram}}{\cos \phi} = \frac{480}{0,9} = 533(kVA) \quad (5.4)$$

=> Để đảm bảo dư công suất dự phòng (~15%) cho tổn hao, chọn máy biến áp có công suất ≥ 630 kVA.

b. Tính toán pin năng lượng mặt trời [39]

- Thông số thiết kế đầu vào:

+ Trục sạc nhanh: 120 kW

+ Thời gian sạc/lượt: 1 giờ

+ Số lượt sạc/ngày: 2

+ Năng lượng pin mỗi xe: 71 kWh

+ Tổng điện tiêu thụ/ngày: 142 kWh

+ Năng lượng pin lưu trữ: 180 kWh

+ Hiệu suất hệ thống: ~90%

+ DOD pin lithium-ion: 90%

- Năng lượng cần thiết từ hệ thống mặt trời:

+ Năng lượng khả dụng:

$$N_{kd} = 180.90\% = 162(kWh) \quad (5.5)$$

+ Tổng năng lượng cần bù (đã tính hiệu suất inverter ~90%): Nhu cầu thực tế là:

$$N_{tt} = \frac{142}{0.9} = 158(kWh / ngày) \quad (5.6)$$

- Tính công suất hệ thống năng lượng mặt trời (PV):

+ Giờ nắng trung bình hiệu dụng (Giờ nắng tiêu chuẩn - PSH): 4.5 giờ/ngày (ở Đà Nẵng phổ biến 4–5h)

+ Hiệu suất tổn thất hệ thống PV ~80–85% (do bụi bẩn, nhiệt độ, inverter, dây dẫn, v.v.)

$$PV = \frac{N_{tt}}{t_{ich} \cdot \eta} = \frac{158}{4,5 \cdot 0,85} = 41,4(kWp) \quad (5.7)$$

⇒ Lắp hệ thống PV từ 45–50 kWp để đảm bảo dự phòng. Chọn hệ thống PV= 50kWp

- Cấu hình hệ thống lưu trữ:

+ Tổng dung lượng: 180 kWh

- Loại pin: LiFePO₄ 3.2V
- DOD: 90%
- Điện áp hệ thống: 96V
- Tổng Ah cần:

$$M_{Ah} = \frac{180.1000}{96} = 1875(Ah) \quad (5.8)$$

+ Sử dụng cell 3.2V–100Ah:

- 30 cell nối tiếp :

$$N_{cs} = 30.3,2 = 96(V) \quad (5.9)$$

- 19 nhánh song song :

$$N_{bs} = \frac{1875}{100} \approx 19 \quad (5.10)$$

- Tổng số cell:

$$M = N_{cs}.N_{bs} = 30.19 = 570(cell) \quad (5.11)$$

- Diện tích lắp đặt tấm pin mặt trời:

+ Tấm pin hiệu suất 20% có công suất khoảng 550W/tấm, mỗi tấm chiếm ~2 m²:

$$N_p = \frac{50000}{550} = 91(\text{tấm}) \quad (5.12)$$

$$\Rightarrow S = 91 * 2 = 182(m^2) \quad (5.13)$$

- Hệ thống inverter Hybrid:

+ Công suất AC: ≥ 120 kW

+ DC input voltage: phù hợp với dây pin 96V

+ Hiệu suất: ≥ 95%

+ Loại inverter: Hybrid (PV + Battery + Grid optional)

+ Đáp ứng tiêu chuẩn: Có chức năng đảo chiều, bảo vệ SOC, tương thích lithium

- Cấu hình :

+ Trục sạc nhanh: 120 kW, dùng 2 lần/ngày

+ Tổng điện cần/ngày: 142 kWh

+ Năng lượng pin lưu trữ: 180 kWh (LiFePO₄, DOD 90%)

+ Năng lượng khả dụng: 162 kWh

- + Hệ thống PV đề xuất: 50 kWp
- + Inverter hybrid: ≥ 120 kW, hiệu suất cao
- + Diện tích lắp đặt tấm PV: 200 m²

c. Lựa chọn thiết bị:

Dựa vào các thông số tính toán, chọn các thiết bị dùng cho hệ thống trạm sạc:

- Máy biến áp: THIBIDI 630kVA - 15 (22)/0.4



Hình 5.3: Máy biến áp THIBIDI 630kVA - 15 (22)/0.4 [40]

- Loại máy biến áp: 3 pha ngâm dầu
- Hãng sản xuất: Thibidi
- Công suất (kVA): 630
- Cấp điện áp (kV): 15 (22)/0.4
- Tần số: 50Hz

- Áp tô mát (CB) tổng: Masterpact MTZ1 08H1, 800 A



Hình 5.4: CB Masterpact MTZ1 08H1, 800 A [41]

- Tủ nguồn DC: ZEROVA DZ Series 480 kW

Thiết kế nâng cấp hệ thống xe Danabus diesel thành xe điện



		unit	CE	UL
AC Input	Input Voltage	V	3Φ380 ~ 415Vac (+/-15%) 50/60HZ	3Φ480Vac (+10%,-15%) 50/60HZ
	Input Current Rating	A	Max: 920A	Nominal: 621A
DC Output	Output Voltage	V	200 ~ 950 V	
	Max Power	kW	480 kW	
Mechanical	Dimension (W x D x H)	mm/inch	1500 x 800 x 1965 mm	60 x 32 x 78 inch
	Weight	kg/lbs	1300 kg	2866 lbs
Environment	Operating Temperature	°C / °F	-30~50°C	-22~122°F
	IP/IK ratings	-	IP55 IK10	NEMA 3R IK10
Communication	External	-	4G/ Wi-Fi/ Ethernet (RJ45)	

Hình 5.5: Thông số tủ nguồn ZEROVA DZ Series 480 kW [42]

- Trụ sạc nhanh DC: VinFast DC 120kW

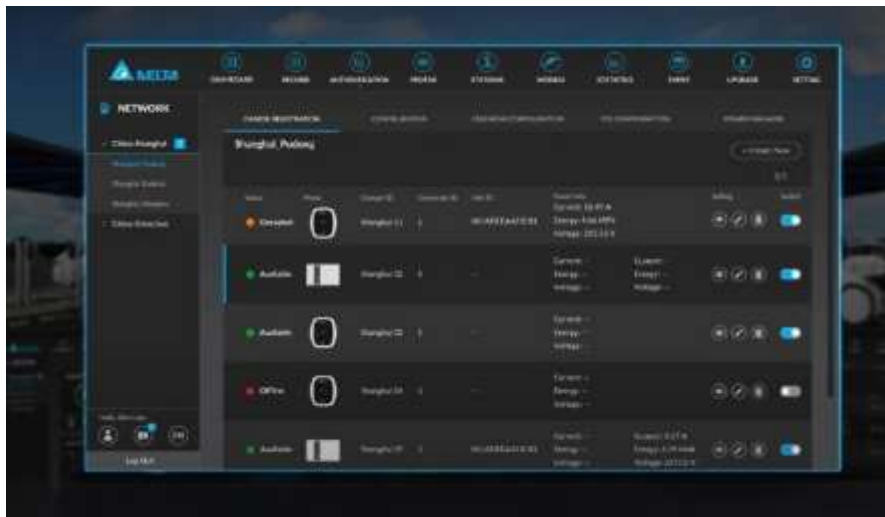


Hình 5.6: Trụ Sạc Nhanh VinFast DC 120kW [43]

Thông số:

Thiết kế nâng cấp hệ thống xe Danabus diesel thành xe điện

- Công suất sạc: 120kW
 - Số cổng sạc: 2 cổng sạc (Chuẩn CCS2)
 - Loại điện: 3 pha
 - Điện áp đầu ra: 200V – 1000V DC
 - Điện áp đầu vào: 400V AC $\pm 10\%$, 50/60Hz
 - Thời gian sạc: 0.5 – 2 giờ (tùy vào loại xe và dung lượng pin)
 - Công nghệ: Công nghệ LINK – hỗ trợ sạc đồng thời 2 xe, điều chỉnh thông minh
 - Tiêu chuẩn an toàn: IP54 – chống bụi, chống nước
 - Tính năng bảo vệ: Ngắn mạch, quá tải, quá áp, quá nhiệt
 - Kết nối: OCPP, 4G/Wi-Fi/Ethernet
- Phần mềm quản lý trạm: sử dụng phần mềm quản lý sạc DeltaGrid® EVM hỗ trợ OCPP.



Hình 5.7: Phần mềm quản lý DeltaGrid® EVM [44]

- Chuẩn thanh toán & nhận dạng người dùng: sử dụng RFID card (ISO/IEC 14443, MIFARE) cấp cho mỗi tài xế để quét khi vào trạm sạc.
- Tủ bảo vệ chống sét Schneider SPD type 2.



Hình 5.8: Tủ bảo vệ chống sét Schneider [45]

- Pin năng lượng mặt trời: LONGi LR5-72HPH-550M



Hình 5.9: Pin LONGi 550 kW [46]

Bảng 5.1: Thông số pin LONGi LR5-72HPH-550M [46]

Thông số	Giá trị
Loại pin	Monocrystalline PERC, half-cut
Cấu hình cell	144 tế bào cắt đôi (72 cell thông thường)

Thông số	Giá trị
Công suất tối đa (Pmax)	550 W
Hiệu suất module	21.70%
Kích thước (D x R x C)	2278 × 1134 × 35 mm
Khối lượng	32.6 kg
Điện áp hệ thống tối đa	1500 V (IEC/UL)
Dung sai công suất	0% đến +3%
Điện áp hở mạch (Voc)	49.80 V
Dòng điện ngắn mạch (Isc)	13.98 A
Điện áp tại Pmax (Vmp)	41.95 V
Dòng tại Pmax (Imp)	13.12 A
Nhiệt độ hoạt động	-40°C đến +85°C

- Inverter năng lượng mặt trời: Huawei SUN2000-185KTL-H1 có công suất 185 kW, gộp 3 bộ tạo ra công suất 555 kW [47] .



Hình 5.10: Inverter Huawei 185kW

Efficiency	
Max. Efficiency	99.03%
European Efficiency	98.69%
Input	
Max. Input Voltage	1,500 V
Max. Current per MPPT	26 A
Max. Short Circuit Current per MPPT	40 A
Start Voltage	550 V
MPPT Operating Voltage Range	500 V – 1,500 V
Nominal Input Voltage	1,080 V
Number of Inputs	18
Number of MPP Trackers	9
Output	
Nominal AC Active Power	175,000 W @40°C, 168,000 W @45°C, 160,000 W @50°C
Max. AC Apparent Power	185,000 VA
Max. AC Active Power (cosφ=1)	185,000 W
Nominal Output Voltage	800 V, 3W + PE
Rated AC Grid Frequency	50 Hz / 60 Hz
Nominal Output Current	126.3 A @40°C, 121.3 A @45°C, 115.5 A @50°C
Max. Output Current	134.9 A
Adjustable Power Factor Range	0.8 LG ... 0.8 LD
Max. Total Harmonic Distortion	< 3%

Hình 5.11: Thông số Inverter Huawei 185 kW

- Pin lưu trữ cho hệ thống năng lượng mặt trời: HUAWEI LUNA2000-4.95-5 [48].

+ Thông số kỹ thuật chính của Huawei LUNA2000-4.95-5

- Dung lượng danh định: 4,95 kWh
- Dung lượng sử dụng: 4,95 kWh (100% DoD)
- Loại pin: Lithium Iron Phosphate (LiFePO₄)
- Điện áp danh định: 385 V
- Dải điện áp hoạt động: 350 – 560 V
- Công suất xả danh định: 2,5 kW
- Công suất xả cực đại (10 giây): 3,5 kW
- Kích thước (Rộng × Sâu × Cao): 670 × 150 × 600 mm
- Trọng lượng: ~50 kg
- Nhiệt độ hoạt động: -20°C đến +55°C
- Mức độ bảo vệ: IP66
- Giao tiếp: RS485 / CAN

+ Do mỗi hệ LUNA2000 chỉ tối đa 90 kWh, cần lắp 2 hệ độc lập song song để đạt được 180 kWh:

- Mô-đun 5 kWh: 36 chiếc

- Bộ điều khiển (BMS): 12 chiếc
- Cấu hình mỗi cột: 3 mô-đun (15 kWh) × 6 cột = 90 kWh × 2 hệ
- Tổng cộng: 180 kWh

5.1.4 Tiêu chuẩn thiết kế lắp đặt

Thiết kế và cấu hình của trạm sạc xe buýt điện đã được xây dựng theo đúng các yêu cầu kỹ thuật hiện hành tại Việt Nam, đảm bảo an toàn vận hành, tương thích với lưới điện quốc gia, và phù hợp với các tiêu chuẩn kỹ thuật trong lĩnh vực sạc xe điện.

- Tiêu chuẩn kỹ thuật điện và an toàn:

- Hệ thống điện 3 pha – 400 V, thiết kế dây dẫn và CB tổng phù hợp với tải tối đa 480 kW.
- Sử dụng dây dẫn AC đồng 2x185 mm², dây DC ≥ 50 mm² cho mỗi nhánh 60 kW, đáp ứng đúng tiêu chuẩn tải dòng.
- Trang bị đầy đủ thiết bị bảo vệ: ACB 800 A, MCCB từng nhánh, chống sét lan truyền (SPD Type 2), tiếp địa an toàn theo QCVN 04:2009/BCT.
- Hệ thống tiếp địa đảm bảo điện trở ≤ 4 Ω theo TCVN 7447-4-41:2010.

- Tuân thủ tiêu chuẩn trạm sạc xe điện:

- TCVN 13336:2021 – Trạm sạc xe điện: Thiết bị sử dụng (trụ sạc nhanh DC, tủ nguồn) tuân thủ các yêu cầu kỹ thuật, an toàn, và giao diện người dùng.
- TCVN 13337:2021 – Yêu cầu cho trụ sạc nhanh DC: Các trụ sạc sử dụng chuẩn CCS2, đáp ứng tiêu chuẩn kết nối phổ biến với xe buýt điện hiện nay.

- Thiết bị đạt chuẩn quốc tế:

- Toàn bộ thiết bị điện chính (máy biến áp, CB tổng, tủ nguồn DC, trụ sạc) đều có CO-CQ, đạt chuẩn IEC, CE hoặc UL.
- Thiết bị được lựa chọn từ các hãng uy tín: Delta, Schneider... với đầy đủ tài liệu kỹ thuật và khả năng bảo trì tại Việt Nam.

❖ Vị trí xây dựng hệ thống pin năng lượng mặt trời:

Hệ thống Pin năng lượng mặt trời nối lưới cung cấp điện cho trạm sạc xe điện được dự kiến xây dựng trên mái của Nhà giữ xe.

Các tấm pin NLMT sẽ được lắp đặt trên các hệ khung bát đỡ lắp đặt hệ thống điện mặt trời trên mái nhà giữ xe.

Mục đích chính của hệ thống khung bát đỡ lắp đặt hệ thống điện mặt trời là gắn các tấm pin mặt trời vào mái nhà.



Hình 5.12: Lắp đặt pin năng lượng mặt trời

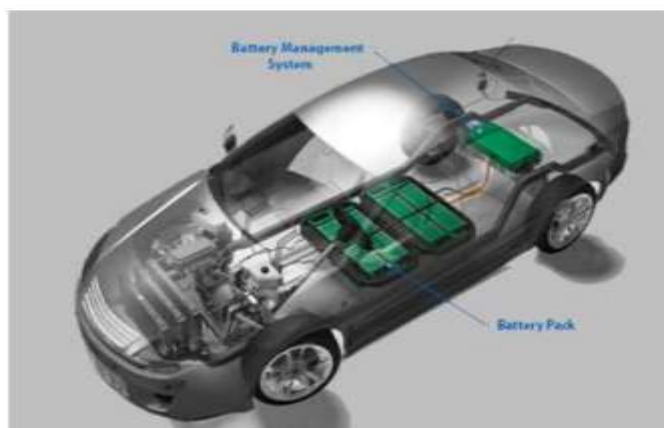
Quá trình gắn cần ngăn độ ẩm thấm vào qua sự xâm nhập mái tại các điểm nối. Và khung đỡ cũng phải đủ mạnh để có thể xử lý trọng lượng của các tấm pin mặt trời.

Phần chi tiết móng, chi tiết giằng cột, chi tiết kèo sẽ được gia cường thêm để chịu được phần tải trọng của hệ thống pin năng lượng mặt trời lắp đặt trên mái nhà giữ xe.

5.2. Hệ thống giám sát vận hành

5.2.1. Khái niệm

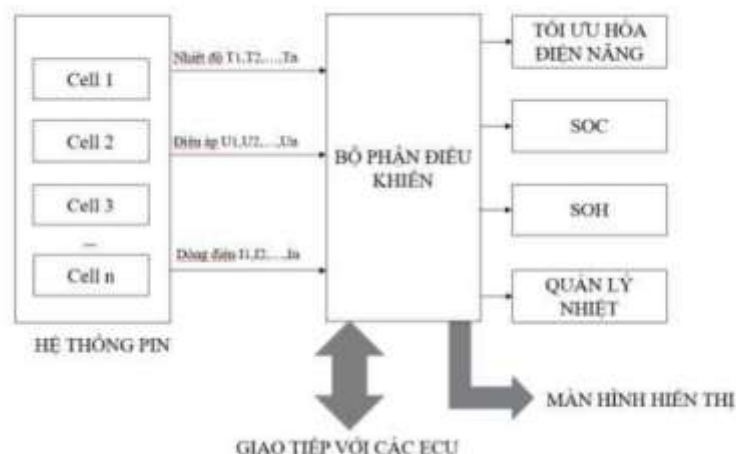
BMS là một hệ thống điện tử dùng để quản lý các pin có thể sạc lại để đảm bảo pin hoạt động an toàn và hiệu quả. BMS được thiết kế để theo dõi các thông số liên quan đến hệ thống pin và từng cell pin riêng lẻ, áp dụng dữ liệu thu thập được để loại bỏ rủi ro và tối ưu hóa hiệu suất của pin.



Hình 5.13: Hệ thống giám sát vận hành bố trí trên xe [49]

Hệ thống quản lý pin thực hiện các nhiệm vụ sau:

- Đảm bảo rằng năng lượng của pin được tối ưu hóa để cung cấp năng lượng cho quá trình hoạt động của xe.
- Đảm bảo rằng nguy cơ hư hỏng của pin là nhỏ nhất, tăng tuổi thọ sử dụng của pin.
- Kiểm soát quá trình nạp và xả của pin.



Hình 5.14: Sơ đồ hệ thống điều khiển BMS [49]

Các cell pin được giám sát về điện áp, dòng điện và nhiệt độ hiện tại của chúng, các tín hiệu đầu vào này sẽ được chuyển tới bộ phận điều khiển. Tại đây, tín hiệu sẽ được xử lý bằng các thuật toán điều khiển để tạo ra các đầu ra như SOC, SOH, các tín hiệu đầu ra sẽ tối ưu hóa công suất quản lý nhiệt của pin. Các thông tin này được giao tiếp với các ECU khác nhau và cũng như được gửi đến màn hình hiển thị cho người dùng.

5.2.2 Chức năng BMS

a. Kiểm soát quá trình xả

Mục tiêu chính của BMS là giữ cho pin không hoạt động ngoài vùng an toàn của nó. BMS phải bảo vệ các cell pin khỏi mọi tình huống rủi ro trong quá trình phóng điện.

b. Kiểm soát quá trình nạp

Pin thường bị hỏng do việc sạc không phù hợp. Do đó, kiểm soát quá trình sạc là một tính năng thiết yếu của BMS. Đối với pin Lithium-ion, phương pháp sạc hai giai đoạn (còn được gọi là phương pháp sạc dòng điện không đổi - điện áp không đổi) được sử dụng.

Trong giai đoạn sạc đầu tiên (giai đoạn dòng điện không đổi), bộ sạc tạo ra dòng điện không đổi làm tăng điện áp của pin.

Khi điện áp của pin đạt đến một giá trị không đổi và pin gần đầy, nó sẽ chuyển sang giai đoạn điện áp không đổi. Ở giai đoạn này, bộ sạc duy trì điện áp không đổi khi dòng điện của pin giảm dần theo cấp số nhân cho đến khi pin kết thúc quá trình sạc.

c. Ước tính State of Charge SOC

SOC là chỉ số thể hiện mức sạc khả dụng được lưu trữ trong pin so với mức sạc đầy dung lượng của pin. Việc ước tính chính xác SOC là cần thiết không chỉ để quản lý tối ưu năng lượng của pin mà còn để bảo vệ pin khỏi tình trạng xả sâu hoặc sạc quá mức làm giảm tuổi thọ pin và có thể tạo ra các tình huống nguy hiểm tiềm ẩn.

BMS sẽ theo dõi trạng thái sạc (SOC) của pin. SOC có thể báo hiệu cho người dùng về dung lượng còn lại trong pin và kiểm soát quá trình nạp và xả. Để đo SOC, BMS phải bao gồm một công cụ ước tính sạc rất chính xác. Vì không thể đo trực tiếp mức sạc của pin, SOC được tính dựa trên các thông số như điện áp, nhiệt độ, dòng điện và các thông số độc quyền khác (tùy thuộc vào nhà sản xuất). BMS là hệ thống chịu trách nhiệm về các phép đo và tính toán này.

d. Ước tính State of Health SOH

Tình trạng sức khỏe (SOH) là thước đo khả năng của pin có thể cung cấp năng lượng được chỉ định một cách an toàn. Số liệu này rất quan trọng để đánh giá mức độ sử dụng của pin và là một chỉ số về việc bảo dưỡng hoặc thay thế của pin.

Các chỉ số SOH có thể đơn giản như theo dõi và lưu trữ lịch sử của pin bằng cách sử dụng các thông số như số chu kỳ, điện áp, nhiệt độ tối đa và tối thiểu cũng như dòng nạp và xả tối đa.

Các biện pháp nâng cao hơn về SOH của pin có thể bao gồm các tính năng như đo tự động điện trở cách ly của gói. Trong trường hợp này, các mạch chuyên dụng bên trong bộ pin có thể đo độ cách ly điện của đường dẫn dòng điện cao với mass của hệ thống pin. Một hệ thống an toàn như vậy có thể cảnh báo trước cho người vận hành hoặc kỹ thuật viên bảo trì về khả năng tiếp xúc với điện áp cao.

e. Cân bằng cell (Cell balancing)

Cân bằng cell là một phương pháp bù đắp cho các cell yếu hơn bằng cách cân bằng điện tích trên tất cả các tế bào trong chuỗi để kéo dài tuổi thọ tổng thể của pin. Trong chuỗi pin nhiều cell, sự khác biệt nhỏ giữa các cell do dung sai sản xuất hoặc điều kiện

hoạt động có xu hướng được phóng đại theo từng chu kỳ nạp - xả. Trong quá trình sạc, các cell yếu có thể bị hoạt động quá mức và thậm chí trở nên yếu hơn cho đến khi chúng bị hỏng, khiến pin bị hỏng sớm.

Để cung cấp giải pháp cho vấn đề này trong khi tính đến tuổi và điều kiện hoạt động của các ô, BMS sẽ thực hiện quá trình cân bằng cell trong các cell pin khác nhau bằng 2 cách: cân bằng chủ động hoặc cân bằng thụ động.

Trong quá trình cân bằng cell chủ động, điện tích từ các cell mạnh hơn bị loại bỏ và chuyển đến các cell yếu hơn.

Trong cân bằng thụ động, các kỹ thuật tiêu tán được sử dụng để tìm các cell có điện tích cao nhất trong hệ thống pin, như được chỉ ra bởi điện áp cell cao hơn. Sau đó, năng lượng dư thừa được loại bỏ thông qua một điện trở cho đến khi điện áp hoặc điện tích phù hợp với điện áp trên các cell yếu hơn.

Trong quá trình sạc, điện áp trên tất cả các cell sẽ được nâng lên đến điện áp danh định của một cell tốt. Khi đạt đến điện áp danh định của cell tốt, dòng điện sẽ đi qua các cell đã được sạc đầy để sạc các cell yếu hơn cho đến khi chúng đạt điện áp đầy đủ.

f. Chức năng ghi nhớ

Vì SOH có liên quan đến tình trạng của một pin mới, hệ thống đo lường phải lưu trữ dữ liệu về các điều kiện ban đầu hoặc tập hợp các điều kiện tiêu chuẩn để so sánh.

Một phương pháp thay thế để xác định SOH là ước tính giá trị SOH dựa trên lịch sử sử dụng của pin thay vì dựa trên các thông số đo được nhất định, chẳng hạn như số chu kỳ nạp - xả đã hoàn thành của pin. Do đó, chức năng ghi nhớ của BMS sẽ ghi lại những dữ liệu quan trọng đó vào hệ thống bộ nhớ.

g. Giao tiếp

Chức năng giao tiếp của BMS có thể được cung cấp thông qua một liên kết dữ liệu được sử dụng để theo dõi hiệu suất, ghi dữ liệu, cung cấp chẩn đoán hoặc thiết lập các thông số hệ thống. Chức năng này cũng có thể được cung cấp bởi một kênh truyền thông mang các tín hiệu điều khiển hệ thống.

Sự lựa chọn của giao thức giao tiếp không được xác định bởi pin. Thay vào đó, nó được xác định bởi ứng dụng của pin. BMS được sử dụng trong xe điện phải giao tiếp với bộ điều khiển xe cao hơn và bộ điều khiển động cơ để đảm bảo xe hoạt động bình thường

Có hai giao thức chính được BMS sử dụng để giao tiếp với phương tiện: thông qua data bus hoặc CAN bus. Tiêu chuẩn công nghiệp cho giao tiếp trên xe là CAN bus, được sử dụng phổ biến hơn trong các ứng dụng trên xe.

5.2.3. Lựa chọn hệ thống BMS cho xe danabus

- Dựa trên điện áp danh định của hệ thống pin của xe danabus là $U_{bp} = 500V$, ta chọn bộ ENJBMS2A24SR HIGH VOLTAGE ACTIVE BALANCING BMS.

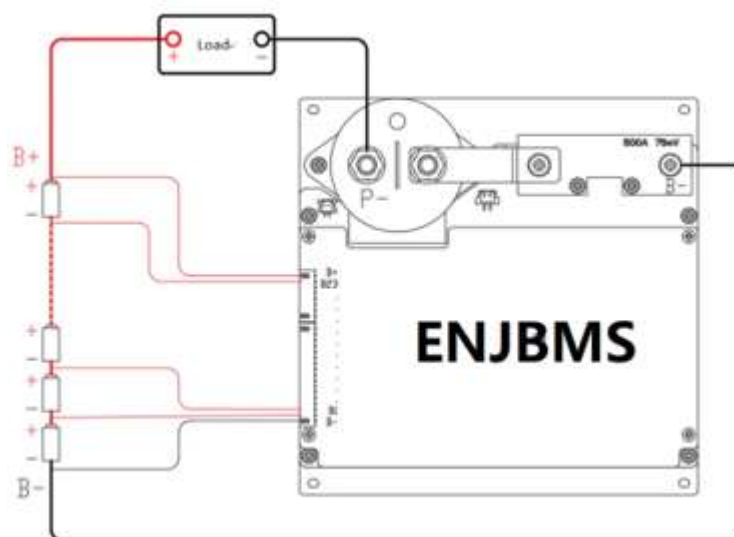


Hình 5.15: Bộ ENJBMS2A24SR HIGH VOLTAGE ACTIVE BALANCING BMS [50]

Bảng 5.2: Thông số bộ ENJBMS2A24SR [50]

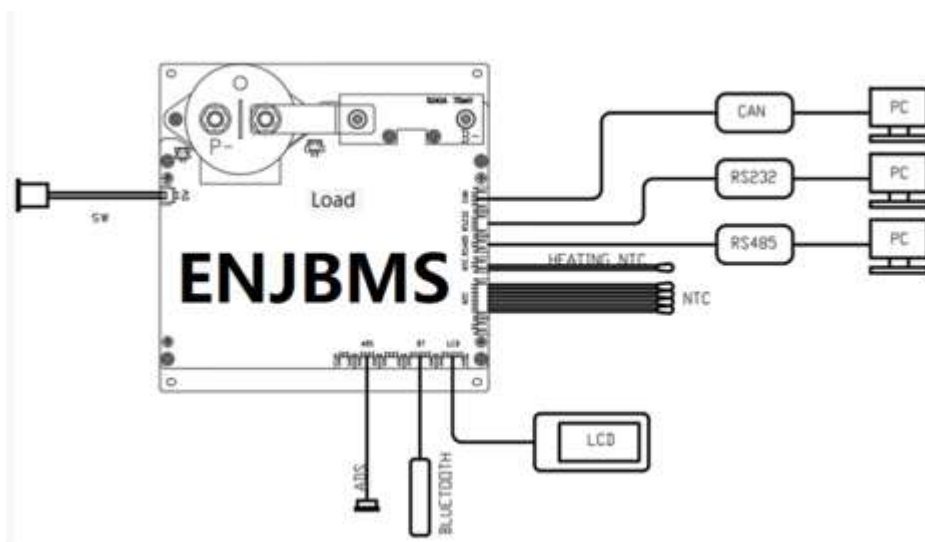
Model	Phạm vi chuỗi	Dòng xả liên tục	Dòng xả tối đa	Cân bằng dòng
ENJBMS2A24SR	4-24	500A	1000A	0-2A

ESS BMS Rơ le điện áp cao cho các hệ thống từ 12V đến 1000V. Với dòng xả liên tục 500A mạnh mẽ và dòng xả cực đại 1000A, nó đảm bảo cung cấp điện đáng tin cậy dưới các tải khác nhau. Với khả năng cân bằng cell từ 0 đến 2A, nó duy trì tình trạng và tuổi thọ pin tối ưu.



Hình 5.16: Sơ đồ đấu dây relay điện áp cao (nhiều pin được kết nối nối tiếp) [50]

- Các dây tín hiệu từ B1 → B23 sẽ giám sát điện áp từng cell đảm bảo mỗi cell nằm trong giới hạn an toàn (không quá áp hoặc thấp áp). Dòng đi qua tải được đo bởi điện trở shunt 500A 75mV, nếu dòng vượt ngưỡng, BMS sẽ ngắt kết nối tại cực P- để bảo vệ. BMS cho phép dòng điện đi qua khi mọi điều kiện an toàn được đảm bảo. Khi xả pin dòng từ B+ → LOAD → P- → B-, khi nạp pin dòng từ nguồn sạc vào LOAD → P- → vào cell pin qua B-.



Hình 5.17: Sơ đồ kết nối giao tiếp và cảm biến của ENJBMS [50]

- BMS sẽ thu thập thông tin điện áp từng cell, nhiệt độ (qua NTC), và dòng điện (qua cảm biến ADS), Dữ liệu được gửi đến các thiết bị giám sát (PC, LCD) qua các cổng giao tiếp như CAN, RS232, RS485 hoặc Bluetooth. Nếu phát hiện lỗi (như quá nhiệt, quá dòng, quá áp hoặc thấp áp), BMS sẽ ngắt tải (LOAD) để bảo vệ hệ thống pin. Có thể theo dõi tình trạng pin qua màn hình LCD hoặc kết nối máy tính.

Để theo dõi được tình trạng hệ thống pin xảy ra sự cố bất thường ta kết nối ENBMS với 1 bo mạch LILYGO T-SIM7000G ESP32 sử dụng tích hợp vi điều khiển ESP32 và module SIM7000G thông qua cổng CAN cho phép kết nối internet qua mạng di động, định vị GPS và giao tiếp không dây qua Wi-Fi và Bluetooth gửi về server quản lý.



Hình 5.18: Bo mạch LILYGO T-SIM7000G ESP32 [51]

+ Tính năng của bo mạch LILYGO T-SIM7000G ESP32:

- Điện áp cung cấp: 3,3V DC hoặc 5V DC
- Chip ESP32 (Mô-đun WROVER-B) (bộ xử lý lõi kép 240MHz)
- Bộ nhớ flash: 4MB
- PSRAM: 8MB
- SRAM: 520KB
- Wi-Fi tích hợp
- Bluetooth tích hợp
- Bộ chuyển đổi USB sang serial: CP2104 hoặc CH9102 (trình điều khiển)
- Mô-đun SIM7000G tích hợp
- Khe cắm thẻ nano SIM tích hợp
- Khe cắm ăng-ten SIM tích hợp
- Khe cắm ăng-ten GPS tích hợp
- Mạch sạc pin Li-ion/Li-Po tích hợp:
- IC bảo vệ pin DW01A
- Giao diện sạc năng lượng mặt trời CN3065 cho tấm pin mặt trời 4,4-6,8V
- Giá đỡ pin 1x 18650 tích hợp
- Đầu nối tấm pin mặt trời tích hợp 2p JST-PH
- Khe cắm thẻ Micro SD tích hợp
- Công tắc bật/tắt tích hợp

Bảng 5.3: Thông số xe Danabus sau chuyển đổi

Thông số	Giá trị
Hệ thống truyền lực	
Các thông số chính	Tỉ số truyền hệ thống truyền lực: 15,446 Vận tốc tối đa tại bánh xe: 79 km/h Khả năng leo dốc: 29%
Phương án dẫn động	Motor dẫn động hộp giảm tốc thay thế động cơ diesel và hộp số cũ, giữ lại các thành phần khác như các đăng, vi sai...
Motor	Motor loại IPM – HVH250-090s công suất 90 kW momen xoắn tối đa 320 Nm hoạt động ở mức điện áp 500V
Hộp giảm tốc	1 cấp, răng trụ răng nghiêng, tỉ số truyền 3,5
Hệ thống pin	Pin Lithium sắt photphat không cháy - BYD LiFePO4 Blade Battery 3.2V 138Ah Điện áp danh định: 500Vdc Dung lượng năng lượng: 71 kW Quãng đường đi được trong 1 lần sạc: 230 km
Hệ thống điều khiển	VCU Ecotron EV 22297A MCU Sevcon Gen4 Size 10 Giao tiếp qua mạng CAN, hỗ trợ CANopen Các cảm biến bàn đạp ga, nhiệt độ...
Hệ thống phanh treo	Thiết kế, kiểm nghiệm tính chịu tải của các bộ phận đạt yêu cầu, đủ bền.
Hệ thống sạc	Sạc nhanh 60 kW, thời gian sạc 1h Sạc chậm 11 kW, thời gian sạc 8h Chuẩn sạc CCS type 2
Hệ thống trạm sạc	4 trụ sạc đôi, mỗi trụ có công suất 120 kW. Hệ thống năng lượng mặt trời tích hợp vào 1 trụ để sạc vào giờ cao điểm, pin lưu trữ 180 kW

KẾT LUẬN

Sau quá trình nghiên cứu, tính toán và thiết kế, đề án “*Thiết kế nâng cấp hệ thống xe Danabus diesel thành xe điện*” đã hoàn thành mục tiêu đề xuất giải pháp khả thi để chuyển đổi xe buýt Danabus hiện có tại thành phố Đà Nẵng sử dụng diesel thành xe điện, kết hợp với việc thiết kế hệ thống trạm sạc tích hợp năng lượng mặt trời nhằm hướng đến mục tiêu phát triển giao thông công cộng bền vững và thân thiện với môi trường. Nghiên cứu không chỉ cung cấp giải pháp làm giảm phát thải khí nhà kính mà còn góp phần phát triển giao thông bền vững cho thành phố Đà Nẵng nói riêng và Việt Nam nói chung, hướng tới mục tiêu NET ZERO vào năm 2050.

Trên cơ sở phân tích tình hình thực tiễn, xu hướng chuyển đổi trên thế giới và trong nước, cùng với các tính toán chi tiết, đề án đã đạt được một số kết quả như sau:

- Thiết kế hệ thống truyền động điện thay thế động cơ diesel:
 - Lựa chọn được phương án truyền động phù hợp: sử dụng động cơ điện kết hợp hộp giảm tốc 1 cấp, đảm bảo khả năng truyền mô-men hiệu quả và phù hợp với điều kiện vận hành của xe buýt đô thị.
 - Tính toán đầy đủ các thông số kỹ thuật của hệ thống truyền lực như: công suất, mô-men xoắn, tỷ số truyền, tốc độ tối đa và khả năng vận hành.
 - Thiết kế bố trí hợp lý các thành phần trong hệ thống truyền lực trên cơ sở hệ thống truyền lực và khung gầm sẵn có của xe Danabus.
- Tính toán, thiết kế hệ thống pin:
 - Mô phỏng chu kỳ hoạt động thực tế của xe buýt để xác định mức tiêu thụ năng lượng trung bình, làm cơ sở thiết kế hệ thống pin.
 - Tính toán lựa chọn hệ thống pin điện áp cao với dung lượng đủ lớn để đáp ứng hoạt động di chuyển nhiều chuyến của xe buýt trong một ngày.
 - Lựa chọn hệ thống quản lý phù hợp nhằm đảm bảo an toàn, giám sát và kéo dài tuổi thọ cho hệ thống pin.
- Thiết kế hệ thống điều khiển: lựa chọn các thiết bị điều khiển phù hợp cho việc vận hành hoạt động của xe.
- Tính toán lại hệ thống phanh, treo:
 - Tính toán thiết kế lại các thành phần như đĩa phanh, lò xo, lá nhíp, giảm chấn, bầu chân không để phù hợp với sự thay đổi trọng lượng và đặc tính vận hành mới của xe điện.
 - Mô phỏng kiểm nghiệm bền các chi tiết của hệ thống phanh, treo nhằm đảm bảo an toàn kỹ thuật và kiểm chứng độ ổn định khi chịu tải.
- Thiết kế trạm sạc tích hợp năng lượng mặt trời:
 - Tính toán công suất sạc phù hợp với điều kiện vận hành của xe Danabus.

- Lựa chọn phương án sạc chậm giúp tăng độ bền pin và xây dựng phương án sạc nhanh cho các trường hợp khẩn cấp, đảm bảo xe vận hành tốt trong mọi điều kiện.
- Xây dựng mô hình trạm sạc điện cho xe buýt với cấu hình kết hợp giữa điện lưới và hệ thống điện mặt trời giúp tận dụng nguồn năng lượng tái tạo và giảm chi phí sạc vào giờ cao điểm.

Với những kết quả trên, đề án không chỉ đưa ra phương án cho việc cải tạo xe buýt mà còn góp phần làm rõ tính khả thi của việc chuyển đổi xe buýt động cơ diesel cũ thành xe điện. Các kết quả của đề án cũng tạo nền tảng quan trọng cho các nghiên cứu tiếp theo về phát triển xe điện và giao thông xanh.

Hướng phát triển:

- Phát triển hệ thống năng lượng mặt trời tích hợp trên mái của xe buýt.
- Tích hợp hệ thống IoT và AI để tối ưu hoá lịch trình sạc, giám sát pin theo thời gian thực và dự báo hư hỏng.
- Mở rộng mô hình trạm sạc kết hợp năng lượng tái tạo, lưu trữ và hệ thống quản lý năng lượng thông minh (EMS) cho nhiều tuyến xe khác.
- Tính toán và So sánh chi phí – hiệu quả giữa chuyển đổi và mua mới, từ đó xây dựng phương án chuyển đổi cho các hệ thống xe buýt khác.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] NASA, “Global Surface Temperature,” NASA Climate. [Online]. Available: <https://climate.nasa.gov/vital-signs/global-temperature/?intent=121>. [Accessed: 15/03/2025].
- [2] NASA, “Temperatures Rising: NASA Confirms 2024 Warmest Year on Record,” NASA. [Online]. Available: <https://www.nasa.gov/news-release/temperatures-rising-nasa-confirms-2024-warmest-year-on-record/>. [Accessed: 16/03/2025].
- [3] NASA, “Vital Signs: Global Mean Sea Level,” NASA Sea Level Change. [Online]. Available: <https://sealevel.nasa.gov/understanding-sea-level/key-indicators/global-mean-sea-level/>. [Accessed: 17/03/2025].
- [4] NASA, “Ice Sheets,” NASA Climate. [Online]. Available: <https://climate.nasa.gov/vital-signs/ice-sheets/?intent=121>. [Accessed: 18/03/2025].
- [5] NetZero.VN, “Khí nhà kính và những điều cần biết,” NetZero Viet Nam. [Online]. Available: <https://netzero.vn/khi-nha-kinh-va-nhung-dieu-can-biet/>. [Accessed: 19/03/2025].
- [6] NASA, “Carbon Dioxide Concentration,” NASA Climate. [Online]. Available: <https://climate.nasa.gov/vital-signs/carbon-dioxide/?intent=121>. [Accessed: 20/03/2025].
- [7] Our World in Data, “Breakdown of carbon dioxide, methane and nitrous oxide emissions by sector.” [Online]. Available: <https://ourworldindata.org/emissions-by-sector>. [Accessed: 21/03/2025].
- [8] International Energy Agency (IEA), “CO2 Emissions in 2022.” [Online]. Available: <https://www.iea.org/reports/co2-emissions-in-2022>. [Accessed: 22/03/2025].
- [9] Đài Phát Thanh và Truyền Hình Bắc Giang, “Việt Nam quyết tâm thực hiện cam kết Net Zero vào 2050.” [Online]. Available: <https://bacgiangtv.vn/tin-tuc/205/157049/viet-nam-quyet-tam-thuc-hien-cam-ket-net-zero-vao-2050>. [Accessed: 23/03/2025].
- [10] Kyoto Univ., Da Nang CCCO, ISPONRE, NIES, E-Konzal, IGES, and MHIR, “A study on Da Nang low carbon city,” Oct. 2016.
- [11] Danang Bus, “Lộ trình tuyến,” Danangbus.vn. [Online]. Available: <https://www.danangbus.vn/lo-trinh-tuyen.html>. [Accessed: 25/03/2025].
- [12] P. V. H. Phạm Xuân Mai, Trần Thị Mỹ Tiên, Tiêu Hà Hồng Nhân, “Phương pháp thiết kế hệ động lực xe điện,” 2022. [Online]. Available: <https://www.scribd.com/document/602559530/7773-V%C4%83n-ba-n-cu-a-ba-i-ba-o-8843-1-10-20220325-2>. [Accessed: 26/03/2025].

- [13] EnterKnow, “Xe điện - Hybrid,” XeCov, 2022. [Online]. Available: <https://www.xecov.com/topic/bach-khoa-toan-thu/xe-dien-hybrid>. [Accessed: 27/03/2025].
- [14] Gazelle City, “Gazelle City >> Xe Thương Mại GAZ,” Gaz Việt Nam. [Online]. Available: <https://vn.gazglobal.com/san-pham/gazelle-city/>. [Accessed: 28/03/2025].
- [15] Y. Kuzhelnyi, V. Venzheha, H. Pasov, and V. Klimenko, “Analysis of structures and application of different types of engines in cars,” Automobile Transport, 2023.
- [16] N. H. Cẩn, “Lý thuyết ô tô máy kéo,” NXB Giao thông vận tải, Hà Nội, 2002.
- [17] Remy, “HVH250-090 and HVH250-115 Motor Specifications,” Remy Inc., 2011.
- [18] PGS.TS. Trịnh Chất and TS. Lê Văn Uyển, “Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí (Tập một),” NXB Giáo Dục, 2006.
- [19] Dieselnet, “Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Cycle (WLTC).” [Online]. Available: <https://dieselnet.com/standards/cycles/wltp.php>. [Accessed: 29/03/2025].
- [20] Pupilfirst.school, “Simulating WLTC Drive cycle to get accurate range figures.” [Online]. Available: <https://www.pupilfirst.school/targets/10112>. [Accessed: 30/03/2025].
- [21] Đỗ Văn Dũng, “Trang bị điện và điện tử ô tô hiện đại,” Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP HCM, 1999.
- [22] Lifepo4-battery, “3.2V 138Ah BYD Blade Lithium iron phosphate Lifepo4 battery cell.” [Online]. Available: <https://www.lifepo4-battery.com/Products/LiFePO4-Battery-Cell/byd-blade-battery-138ah.html>. [Accessed: 01/04/2025].
- [23] X-engineer, “EV design – battery calculation.” [Online]. Available: <https://x-engineer.org/ev-design-battery-calculation/>. [Accessed: 02/04/2025].
- [24] BorgWarner, “Gen4 Size 8/10 Product Manual,” Document No. 177/52901, 2025.
- [25] εTechnoG, “How Vehicle Control Unit (VCU) Works? Learn with Block Diagram,” εTechnoG. [Online]. Available: <https://www.etechnog.com/2022/11/how-vehicle-control-unitvcu-works-learn.html>. [Accessed: 04/04/2025].
- [26] εTechnoG, “How MCU (Motor Control Unit) Works in Electric Vehicle? Diagram,” εTechnoG. [Online]. Available: <https://www.etechnog.com/2022/11/how-mcumotor-control-unit-works-in.html>. [Accessed: 05/04/2025].
- [27] Ecotron, “EV22297A Datasheet V2.2,” Ecotron.ai, May 2025.
- [28] Electric Drive Engineering, “Sevcon DVT Configuration Software.” [Online]. Available: <https://electricdriveengineering.com.au/product/sevcon-dvt-configuration-software/>. [Accessed: 07/04/2025].
- [29] carsblog, “How to Spot & Fix a Faulty Accelerator Position Sensor,” Dubizzle. [Online]. Available: <https://www.dubizzle.com/blog/cars/symptoms-bad-accelerator-position-sensor/>. [Accessed: 08/04/2025].

- [30] EFI Automotive, “Brake pedal position sensor,” EFI Automotive. [Online]. Available: <https://www.efiautomotive.com/en/produits/capteur-de-position-de-pedale-de-frein/>. [Accessed: 09/04/2025].
- [31] ebay, “1PCS NEW FOR LEM DHAB S/125 current sensor DHABS/125,” ebay. [Online]. Available: <https://www.ebay.com/itm/195590564982>. [Accessed: 24/04/2025].
- [32] EAC, “Các cảm biến nhiệt độ trên ô tô điện,” EAC. [Online]. Available: <https://eac.vn/cam-bien-nhiet-do-o-to-dien>. [Accessed: 25/04/2025].
- [33] Made-in-China, “Cảm biến dòng điện Fluxgate phát hiện rò rỉ lỗi AC đầu ra số 6mA DC/30mA cho IC-Cpd,” Made-in-China.com. [Online]. Available: https://vi.made-in-china.com/co_ivymetering/product_Digital-Output-6mA-DC-30mA-AC-Fault-Leakage-Detection-Fluxgate-Current-Sensor-for-IC-Cpd_uoiesigeg.html. [Accessed: 26/04/2025].
- [34] Thegioiotodien, “Cảm biến tốc độ xe ô tô điện,” thegioiotodien.vn. [Online]. Available: <https://thegioiotodien.vn/products/cam-bien-toc-do-xe-o-to-dien>. [Accessed: 27/04/2025].
- [35] CCSAdapter.com, “EV Charger Plugs – Types and Compatibility.” [Online]. Available: <https://ccsadapter.com/ev-charger-plugs/>. [Accessed: 15/04/2025].
- [36] Lê Văn Tụy, “Thiết kế tính toán hệ thống phanh ô tô,” 2021.
- [37] PGS.TS Nguyễn Trọn Hoan, “Tính toán thiết kế ô tô,” Hà Nội, Nhà xuất bản Giao thông Vận tải, 2004.
- [38] MPDI, “The Simulation of an Automotive Air Spring Suspension Using a Pseudo-Dynamic Procedure,” MPDI. [Online]. Available: <https://www.mdpi.com/2076-3417/8/7/1049>. [Accessed: 28/04/2025].
- [39] SolarLV, “Cách tính toán thiết kế hệ thống điện năng lượng mặt trời.” [Online]. Available: <https://longvu.net/huong-dan-cach-tinh-he-suat-su-dung-pin-nang-luong-mat-troi>. [Accessed: 29/04/2025].
- [40] THIBIDI, “Máy biến áp 3 pha 630kVA – QĐ 2608 EVNSPC.” [Online]. Available: <https://thibidi.vn/may-bien-ap-thibidi/may-bien-ap-3-pha-630kva-qd-2608-evnspc.html>. [Accessed: 02/05/2025].
- [41] Schneider Electric, “Circuit Breaker Masterpact MTZ1 08H1 800 A 3P Fixed without Micrologic.” [Online]. Available: <https://www.se.com/vn/vi/product/LV847120/circuit-breaker-masterpact-mtz1-08h1-800-a-3p-fixed-without-micrologic/>. [Accessed: 02/05/2025].
- [42] Zerova Technologies, “480kW Megawatt Distributed System.” [Online]. Available: <https://www.zerovatech.com/product/480kw-megawatt-distributed-system/>. [Accessed: 03/05/2025].

- [43] eCharging, “Trụ sạc nhanh VinFast DC 120kW.” [Online]. Available: <https://echarging.vn/products/tru-sac-nhanh-vinfast-dc-120kw>. [Accessed: 03/05/2025].
- [44] Delta Electronics, “DeltaGrid® EVM.” [Online]. Available: <https://www.deltaww.com/en-US/products/DeltaGrid/DeltaGrid-EVM>. [Accessed: 04/05/2025].
- [45] Schneider Electric, “Tủ bảo vệ chống sét Schneider Electric,” Hoàng Phương JSC. [Online]. Available: <https://hoangphuong.com.vn/san-pham/tu-bao-ve-chong-set-schneider/>. [Accessed: 04/05/2025].
- [46] JYSolar, “Longi solar LR5-72HPH 545W 550W 555W 560W.” [Online]. Available: <https://www.juyangso.com/Longi-solar-LR5-72HPH-555W-560W-545W-550W.html>. [Accessed: 05/05/2025].
- [47] Solar Huawei, “SUN2000-185KTL-H1 Smart String Inverter.” [Online]. Available: <https://solar.huawei.com/en-GB/download?p=%2F-%2Fmedia%2FSolar%2Fattachment%2Fpdf%2Feu%2Fdatasheet%2FSUN2000-185KTL-H1.pdf>. [Accessed: 06/05/2025].
- [48] Huawei, “LUNA2000-(5-30)-NHS0 User Manual.” [Online]. Available: <https://support.huawei.com/enterprise/en/doc/EDOC1100186676/661b0e12/luna2000-battery-system-specifications>. [Accessed: 06/05/2025].
- [49] ResearchGate, “Battery Management System (BMS) for Electrical Vehicles,” ResearchGate.com. [Online]. Available: https://www.researchgate.net/figure/Battery-Management-System-BMS-for-Electrical-Vehicles_fig1_384586200. [Accessed: 07/05/2025].
- [50] Alibaba, “ENJ High Voltage Active Balance Bms 96s 307V Energy Storage Battery System Master-slave Management Scheme,” Alibaba.com. [Online]. Available: https://www.alibaba.com/product-detail/ENJ-high-voltage-active-balance-bms_1601310678433.html. [Accessed: 07/05/2025].
- [51] Random Nerds Tutorials, “Getting Started with LILYGO T-SIM7000G ESP32 (LTE, GPRS, and GPS),” Random Nerds Tutorials. [Online]. Available: <https://randomnerdtutorials.com/lilygo-t-sim7000g-esp32-lte-gprs-gps/>. [Accessed: 08/05/2025].

PHỤ LỤC

1. Code nhập thông số xe

```
vehMass = 4990; // [kg]   Khối lượng tối đa của xe
vehg = 9.81; // [m/s^2]   Gia tốc trọng trường
vehcd = 0.35; //         Hệ số cản không khí
vehfa = 4.79; // [m^2]   Diện tích cản chính diện
vehro = 1.202; // [kg/m^3] Khối lượng riêng không khí
roadSlope = 0; // [rad]   Độ dốc của đường
roadCrr = 0.015; //      Hệ số cản lăn
```

2. Code nhập chu trình lái Wltp 2 vào môi trường Xcos

```
clear()
clc()
//Decode ole file, extract and open Excel stream
[fd,SST,Sheetnames,Sheetpos] = xls_open('WLTP-DHC-12-07e.xls');

//Read second data sheet
[Value,TextInd] = xls_read(fd,Sheetpos(3));

//close the spreadsheet stream
mclose(fd);

//load WLTP time and speed values 3in structure
WLTC.time = Value(8:1477,3);
WLTC.values = Value(8:1477,5);

//plot WLTP speed profile
plot(WLTC.time,WLTC.values)
xgrid()
xlabel("Time [s]")
ylabel("Vehicle speed [kph]")
title("WLTC 2 driving cycle")
```

3. Code vẽ đồ thị đặc tính mô-men – tốc độ và hiệu suất motor HVH250-09Ss ở 500V

```
clear
clc
```

```

clf()
// ===== Motor data from graph (500V curve, approx. from image) =====
raw_peak = [0 320; 1000 318; 2000 316; 3000 314; 4000 312; ...
            5000 230; 6000 175; 7000 140; 8000 120; 9000 100; 10000 80];

raw_cont = [0 215; 1000 213; 2000 211; 3000 209; 4000 207; ...
            5000 175; 6000 150; 7000 125; 8000 105; 9000 90; 10000 80];

// ===== Create interpolation grid =====
Tq = linspace(0, 350, 50); // Torque [Nm]
N = linspace(0, 10000, 60); // Speed [rpm]
// Separate RPM and Torque
N_p_rpm_X = raw_peak(:,1); // Peak torque speed
Tq_p_Nm_Y = raw_peak(:,2); // Peak torque
N_c_rpm_X = raw_cont(:,1); // Continuous torque speed
Tq_c_Nm_Y = raw_cont(:,2); // Continuous torque
// Loss model parameters (adjust based on typical motor behavior)
kc = 0.1; // Copper losses
ki = 0.01; // Iron losses
kw = 1e-5; // Windage/friction losses
C = 500; // Constant losses
effMin = 0.74; // Estimated minimum efficiency
// Convert speed RPM to angular velocity rad/s
omega = N * %pi * 2 / 60;
// Initialize loss arrays
Pout = zeros(length(omega), length(Tq));
Ploss = zeros(length(omega), length(Tq));
for i = 1:length(omega)
    for j = 1:length(Tq)
        Pout(i,j) = omega(i) * Tq(j); // Mechanical power output [W]
        Ploss(i,j) = kc * Tq(j)^2 + ki * omega(i) + kw * omega(i)^3 + C; // Loss model
    end
end
end
// Efficiency calculation
eff = (Pout ./ (Pout + Ploss)) * 100;

```

```

// Plotting
V = [70,85,90,91,92,93,94,95,96,97,98,99]; // Efficiency levels
contour(N, Tq, eff, V);
plot(N_p_rpm_X, Tq_p_Nm_Y, 'r', 'LineWidth', 2);
plot(N_c_rpm_X, Tq_c_Nm_Y, 'b', 'LineWidth', 2);
hf = gcf();
ha = hf.children(1);
ha.data_bounds = [0, 0; max(N), max(Tq)];
xlabel("Motor Speed [rpm]");
ylabel("Motor Torque [Nm]");
title("Torque – speed and efficiency characteristic graph of HVH250-090S motor at 500V");

```

4. Code vẽ đồ thị công suất cản tổng cộng

```

plot(WLTC_vehPwr_kW.time, WLTC_vehPwr_kW.values,'b')
xgrid()
xlabel('Time [s]',FontSize,2)
ylabel('Ptot [kW]',FontSize,2)
title('Total drag power graph',FontSize,2)
legend('Total',2)

```

5. Code vẽ đồ thị năng lượng quá trình gia tốc và phanh

```

plot(WLTC_vehTotEgy_kWh.time, WLTC_vehTotEgy_kWh.values,'k')
plot(WLTC_vehAccEgy_kWh.time, WLTC_vehAccEgy_kWh.values,'r')
plot(WLTC_vehBrkEgy_kWh.time, WLTC_vehBrkEgy_kWh.values,'b')
xgrid()
xlabel('Time [s]',FontSize,2)
ylabel('Energy [kJ]',FontSize,2)
title('Acceleration, braking and total energy graph',FontSize,2)
legend('Total','Acceleration','Braking',2)

```