

**BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA HÀ NỘI**

HOÀNG TRƯỜNG MINH

**NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA DAO ĐỘNG MÔ MEN ĐỘNG
CƠ ĐẾN ĐỘ BỀN LÂU CỦA TRỤC CÁC ĐĂNG Ô TÔ TẢI**

**LUẬN VĂN THẠC SĨ KỸ THUẬT
KỸ THUẬT CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC**

Hà Nội – Năm 2018

**H
O
À
N
G
T
R
U
Ờ
N
G
M
I
N
H**

**K
Ỹ
T
H
U
Ậ
T
C
Ơ
K
H
Í
Đ
ỘNG
L
ỰC**

**C
H
2
0
1
7
A**

**BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA HÀ NỘI**

HOÀNG TRƯỜNG MINH

**NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA DAO ĐỘNG MÔ MEN ĐỘNG CƠ
ĐẾN ĐỘ BỀN LÂU CỦA TRỤC CÁC ĐĂNG Ô TÔ TẢI**

Ngành: KỸ THUẬT CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC

**LUẬN VĂN THẠC SĨ KỸ THUẬT
KỸ THUẬT CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC**

**NGƯỜI HƯỚNG DẪN KHOA HỌC
PGS.TS. NGUYỄN TRỌNG HOÀN**

Hà Nội – Năm 2018

MỤC LỤC

TRANG PHỤ BÌA	1
MỤC LỤC	2
LỜI CAM ĐOAN	5
DANH MỤC KÍ HIỆU	6
DANH MỤC CHỮ VIẾT TẮT	8
DANH MỤC CÁC BẢNG	9
DANH MỤC CÁC HÌNH ẢNH, HÌNH VẼ VÀ BIỂU ĐỒ	10
LỜI MỞ ĐẦU	12
Chương 1: TỔNG QUAN	14
1.1 Giới thiệu chung về trục các đăng ô tô tải	14
1.1.1 Công dụng	14
1.1.2 Phân loại	15
1.1.3 Các yêu cầu	16
1.1.4 Vật liệu chế tạo	16
1.2 Tải trọng tác dụng lên trục các đăng ô tô tải	18
1.2.1 Tải trọng động trong HTTL ô tô	18
1.2.2 Tải trọng động từ dao động mô men xoắn của động cơ	18
1.2.3 Tải trọng tác dụng lên trục các đăng	19
1.3 Độ bền mỏi và phương pháp đánh giá	20
1.3.1 Phá huỷ mỏi	20
1.3.2 Đường cong mỏi và giới hạn mỏi	22
1.3.3 Các phương pháp đánh giá	26
1.4 Các công trình nghiên cứu trong nước	27

Chương 2: TÍNH TOÁN XÁC ĐỊNH TẢI TRỌNG TRÊN TRỤC CÁC ĐĂNG

.....	31
2.1 Phương pháp đánh giá độ bền mỏi	31
2.1.1 Tải trọng biến thiên và đường cong mỏi	31
2.1.2 Phương pháp đánh giá độ bền mỏi	32
2.2 Mô men xoắn của động cơ	37
2.3 Mô phỏng hệ thống truyền lực ô tô tải	40
2.3.1 Sơ đồ mô phỏng HTTL	40
2.3.2 Hệ phương trình toán học mô tả hoạt động của hệ thống	41
2.3.3 Phương pháp giải	44
Chương 3: TÍNH TOÁN ĐỘ BỀN MỎI TRÊN TRỤC CÁC ĐĂNG	47
3.1 Các thông số tính toán	47
3.2 Xác định mô men và ứng suất xoắn trên trục các đăng	49
3.2.1 Chế độ a	49
3.2.2 Chế độ b	52
3.2.3 Chế độ c	54
3.3 Kiểm tra bền xoắn trục các đăng	54
3.4 Tính bền mỏi trục các đăng	55
3.4.1 Xây dựng đường cong mỏi	55
3.4.2 Thời gian sử dụng các tay số	56
3.4.3 Tính bền trục các đăng trong trường hợp a	57
3.4.4 Tính bền mỏi trục các đăng ở mức $M_e=0,9.M_{e\max}$	58
3.4.5 Tính bền mỏi trục các đăng ở mức $M_e=0,82.M_{e\max}$	59

KẾT LUẬN	60
TÀI LIỆU THAM KHẢO	61
PHỤ LỤC: Thông số chương trình Matlab-Simulink	63

LỜI CAM ĐOAN

Tôi xin cam đoan đây là công trình nghiên cứu của tôi. Những nội dung được trình bày trong luận văn này do chính tôi tìm hiểu và thực hiện với sự hướng dẫn khoa học của thầy giáo PGS.TS. Nguyễn Trọng Hoan, cùng các thầy giáo trong Bộ môn Ô tô và xe chuyên dụng – Trường Đại học Bách Khoa Hà Nội.

Toàn bộ nội dung trong luận văn hoàn toàn phù hợp với nội dung đã được đăng ký và phê duyệt của Hiệu trưởng Trường Đại Học Bách Khoa Hà Nội.

Các số liệu, kết quả trong luận văn là trung thực.

Hà Nội, ngày 24 tháng 09 năm
2018

Học viên

Hoàng Trường
Minh

DANH MỤC KÍ HIỆU

Ký hiệu	Tên gọi	Đơn vị
	Góc lệch trục các đăng	Độ
S_y	Giới hạn chảy của vật liệu	Mpa
S_u	Giới hạn bền của vật liệu	Mpa
σ_i	Ứng suất	Mpa
σ_m	Giá trị ứng suất trung bình	Mpa
σ_a	Giá trị biên độ ứng suất	Mpa
N_i	Số chu kỳ gây hỏng do mỗi tương ứng σ_i	Chu kỳ
m	Bậc của đường cong mỏi	-
S'_n	Độ bền dài hạn của vật liệu	Mpa
S_f	Giới hạn bền mỏi ứng với số chu kỳ mỗi 10^3	Mpa
S_n	Giới hạn bền mỏi thực tế	Mpa
S_a	Giới hạn bền quy đổi	Mpa
C_L	Hệ số ảnh hưởng của dạng tải trọng.	-
C_G	Hệ số ảnh hưởng của kích thước.	-
C_s	Hệ số kể đến ảnh hưởng của độ nhám bề mặt	-
C_T	Hệ số ảnh hưởng của nhiệt độ.	-
C^R	Hệ số tin cậy	-
n	Hệ số an toàn	-
R	Hệ số ứng suất	-
L	Quãng đường cơ sở	m

i_h	Tỷ số truyền hộp số ở tay số thứ i	-
i	Tỷ số truyền lực cuối cùng (cầu chủ	-
i_0	động) Vận tốc xe ở tay số thứ i	m/s s
v	Thời gian làm việc ở tay số thứ i	
t_i		
t_{si}	Tỷ lệ thời gian làm việc ở tay số thứ i	%
c_i	Hư hỏng ở tay số thứ i	-
c	Tổng hư hỏng ở các tay số	-
M_e	Mô men động cơ	Nm
M_0	Giá trị mô men trung bình	Nm
M_{emax}	Giá trị mô men lớn nhất của động cơ	Nm
M_t	Mô men các đẳng theo tính toán	Nm
M_j	Mô men động cực đại của trục các đẳng	Nm
W_x	Mô men chống xoắn của trục các đẳng	m^3
n_{em}	Tốc độ vòng tua tại mô men cực đại	Vòng / phút
I_i	Mô men quán tính của chi tiết i	$Kg.m^2$
e_{ij}	Hệ số đàn hồi của chi tiết ij	Rad/Nm
k_{ij}	Hệ số cản của chi tiết ij	Nm.s/rad
M	Mô men cản chuyển động quy dẫn về trục các đẳng	Nm
M	Mô men cản không khí quy dẫn về trục các đẳng	Nm
M	Mô men bám quy dẫn về trục các đẳng	Nm

Hệ số bám

-

G

Trọng lượng bám của xe

N

DANH MỤC CÁC BẢNG

Ký hiệu	Nội dung	Trang
Bảng 1.1	Tính chất cơ học một số mác thép dùng chế tạo các dầm	17
Bảng 2.1	Tỷ lệ thời gian làm việc ở các tay số	36
Bảng 2.2	Diễn giải các khối cơ bản trong mô hình mô phỏng	45
Bảng 2.3	Diễn giải các khối quan sát – đáp ứng	46
Bảng 3.1	Thông số kỹ thuật xe VEAM 533603	47
Bảng 3.2	Hàm lượng các nguyên tố_Thép C20	48
Bảng 3.3	Một số chỉ tiêu cơ tính_Thép C20	48
Bảng 3.4	Thông số sử dụng tính toán trong mô hình mô phỏng	48
Bảng 3.5	Mô men và ứng suất trên trục các dầm ở chế độ a	52
Bảng 3.6	Mô men và ứng suất trên trục các dầm ở chế độ b	53
Bảng 3.7	Mô men và ứng suất trên trục các dầm ở chế độ c	54
Bảng 3.8	Phân bố thời gian làm việc ở các tay số	56
Bảng 3.9	Bảng tính số chu kỳ gây hư hỏng a	57
Bảng 3.10	Bảng tính số chu kỳ gây hư hỏng b	58
Bảng 3.11	Bảng tính số chu kỳ gây hư hỏng c	59

DANH MỤC CÁC HÌNH ẢNH, HÌNH VẼ VÀ BIỂU ĐỒ

Ký hiệu	Nội dung	Trang
Hình 1.1	Khớp các đăng cơ bản	14
Hình 1.2	Bố trí các đăng trên ô tô 4x4 treo độc lập	14
Hình 1.3	Hình ảnh một số trường hợp áp dụng truyền động các đăng	15
Hình 1.4	Bản vẽ sơ bộ các đăng chính xe VT650-VEAM Motor	17
Hình 1.5	Hình ảnh thực tế các đăng VT650-VEAM Motor	17
Hình 1.6	Đồ thị quan hệ giữa mô men và góc quay của trục khuỷu	19
Hình 1.7	Bố trí trục các đăng	19
Hình 1.8	Vết gãy kim loại khi soi dưới kính hiển vi	21
Hình 1.9	Đường cong mỏi	22
Hình 1.10	Đường cong mỏi thực nghiệm	23
Hình 1.11	Đường cong mỏi biểu diễn trên hệ trục Logarit	24
Hình 1.12	Đường cong S-N tổng quát với các trường hợp tải trọng khác nhau	25
Hình 1.13	Hệ số ảnh hưởng của độ nhám bề mặt	25
Hình 1.14	Biểu đồ các đường giới hạn mỏi	26
Hình 1.15	Hình ảnh xe tải VEAM 533603	29
Hình 1.16	Thông số chính của các đăng xe tải VEAM 533603	30
Hình 2.1	Đồ thị biến thiên ứng suất trên chi tiết chịu tải trọng biến thiên	31
Hình 2.2	Đường cong mỏi theo công thức kinh nghiệm	32
Hình 2.3	Đường đồng tuổi thọ	34
Hình 2.4	Phương pháp xác định số chu kỳ gây hỏng	35

[illegible]

3.11

C20

6

LỜI MỞ ĐẦU

Thực tế ngành công nghiệp Ô tô Việt nam hiện nay, sau 20 năm hưởng ưu đãi của một ngành sản xuất mũi nhọn vẫn chỉ là ngành công nghiệp lắp ráp: sử dụng linh kiện CKD để sản xuất.

Lĩnh vực sản xuất ô tô tải với dây chuyền lắp ráp giản đơn và tỷ lệ nội địa hóa chưa đến 10% (chủ yếu là: Ấc quy, Thùng, Lốp, Ghế, Kính, ...). Các linh kiện khác đều được nhập khẩu từ nước ngoài, trong đó phần lớn là từ Trung Quốc. Chất lượng các sản phẩm còn rất thấp.

Với dung lượng thị trường trong nước và trong khu vực (ASEAN) còn rất lớn, tiềm năng phát triển và khả năng cạnh tranh để ngỏ. Để nâng cao chất lượng sản phẩm cũng như nâng cao tỷ lệ nội địa hoá của xe ô tô để tiếp cận các gói ưu đãi về chính sách (thuế, vốn, ...) thì việc đi sâu vào đầu tư nghiên cứu, sản xuất các linh kiện Ô tô là định hướng phù hợp đối với các doanh nghiệp sản xuất phụ trợ cũng như nhà sản xuất lắp ráp Ô tô.

HTTL là một bộ phận quan trọng trên ô tô và chiếm tỷ trọng lớn trong giá linh kiện. Thời gian gần đây, các các nhà sản xuất ô tô trong nước và một số cơ sở nghiên cứu đã đặt vấn đề về chế tạo các bộ phận này trong nước nhưng chưa đạt được kết quả mong muốn. Nhằm góp phần từng bước xây dựng nền tảng lý thuyết về phương pháp đánh giá độ bền mỏi, làm cơ sở cho việc nghiên cứu phát triển nội địa hóa các linh kiện ô tô – tăng tỷ lệ nội địa hóa trong nước và trong khu vực. Học viên đã lựa chọn đề tài “Nghiên cứu ảnh hưởng của dao động mô men động cơ đến độ bền lâu của trục các đăng ô tô tải” với nội dung được trình bày thành 3 chương và phần kết luận:

- Chương 1: Tổng quan
- Chương 2: Tính toán xác định tải trọng trên trục các đăng
- Chương 3: Tính toán độ bền mỏi trên trục các đăng
- Kết luận

Xin chân thành cảm ơn sự giúp đỡ nhiệt tình của Thầy giáo hướng dẫn: PGS.TS. Nguyễn Trọng Hoan và các Thầy trong Bộ môn Ô tô và Xe chuyên dụng - Viện Cơ khí Động lực - Trường Đại học Bách khoa Hà Nội để em có thể hoàn thành được luận văn này !

Tác giả luận
văn

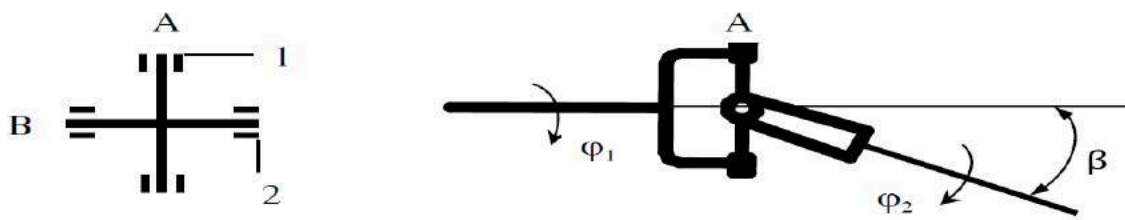
Hoàng Trường
Minh

Chương 1: TỔNG QUAN

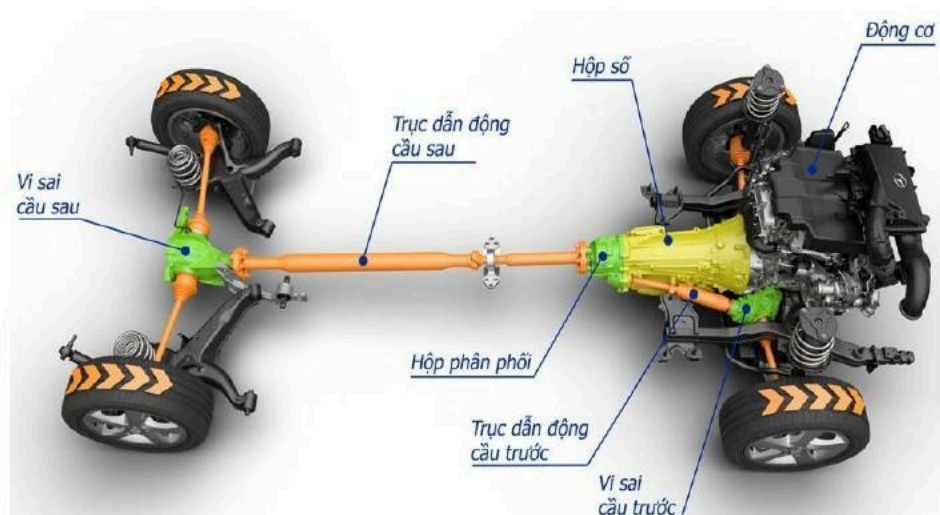
1.1 Giới thiệu chung về trục các đăng ô tô tải

1.1.1 Công dụng

Truyền động các đăng dùng để truyền chuyển động và mômen xoắn giữa các trục không nằm cùng trên một đường thẳng, các trục này thường cắt nhau dưới một góc β nào đó và giá trị của nó có thể thay đổi trong quá trình xe chuyển động (Hình 1.1).



n mô
động
hống



Hình 1.2: Bố trí các đăng trên ô tô 4x4 treo độc lập

Ngoài ra nó cũng được dùng để truyền chuyển động và mô men xoắn giữa các cụm riêng khác trên ô tô như: trục lái trong hệ thống lái, cơ cấu vào số, bơm thủy lực, cơ cấu tời, ...



Cụm trục lái – Hệ thống lái

Cơ cấu vào số

Hình 1.3: Hình ảnh một số trường hợp áp dụng truyền động các đăng

1.1.2 Phân loại

Tùy theo công dụng, tính chất động học, kết cấu, ... có thể phân loại khớp các đăng thành các loại sau:

- a. Theo công dụng
 - Truyền động các đăng chính: nối hộp số hoặc hộp phân phối với truyền lực chính của cầu chủ động (thường có góc lệch β không quá 20°).

- Truyền động các đăng trong các cầu chủ động: nối truyền lực chính với các bánh xe chủ động (có góc lệch trục β đến 40° đối với các bánh xe chủ động dẫn hướng hoặc $\beta < 20^\circ$ đối với các bánh xe chủ động không dẫn hướng).
- Truyền động các đăng từ hộp số đến các thiết bị phụ có góc lệch trục β không quá 20° .

b. Theo tính chất động học

- Khớp các đăng khác tốc: là khớp các đăng mà trục chủ động và bị động của khớp có vận tốc khác nhau.
- Khớp các đăng đồng tốc: là khớp các đăng mà trục chủ động và bị động của khớp có vận tốc bằng nhau.

c. Theo kết cấu

- Khớp các đăng Hook.
- Khớp các đăng kiểu Veise-Bendix.
- Khớp các đăng kiểu Rzeppa.
- Khớp các đăng kiểu Tripod,
- ...

1.1.3 Các yêu cầu

Truyền động các đăng phải đáp ứng các yêu cầu cơ bản sau:

- Đảm bảo đồng đều tốc độ giữa các trục vào và trục ra.
- Hiệu suất truyền động cao, ngay cả khi góc lệch β lớn.
- Độ rung, ồn khi làm việc là tối thiểu.
- Kết cấu đơn giản, dễ chế tạo và có độ bền cao.

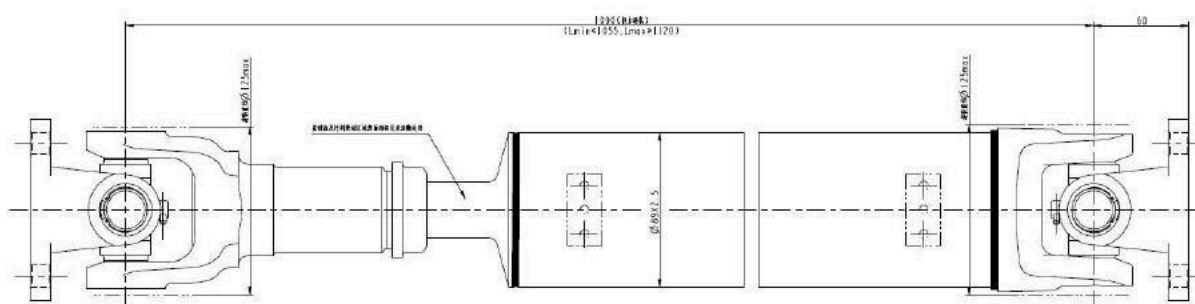
1.1.4 Vật liệu chế tạo

Hiện nay, các đăng ô tô tải được chế tạo chủ yếu từ thép ống C15, C20, C35, C45 với các tính chất cơ học cơ bản sau đây_Bảng 1.1

Bảng 1.1: Tính chất cơ học một số mác thép dùng chế tạo các đăng

Mác thép	C15	C20	C35	C45
Giới hạn chảy (S_y), Mpa	225	245	315	355
Giới hạn bền (S_u), Mpa	370	410	530	600

Dưới đây là hình ảnh thực tế và bản vẽ kích thước tổng thể của một loại trục các đăng lắp trên xe VEAM Motor.



Hình 1.4: Bản vẽ sơ bộ các đăng chính xe VT650-VEAM Motor



Hình 1.5: Hình ảnh thực tế các đăng VT650-VEAM Motor

1.2 Tải trọng tác dụng lên trục các đăng ô tô tải

1.2.1 Tải trọng động trong HTTL ô tô

Tải trọng tác dụng lên các chi tiết của HTTL thay đổi liên tục tùy theo điều kiện vận hành. Để tính toán các chi tiết trong HTTL người ta dựa vào giá trị mô men cực đại của động cơ. Tuy nhiên, trong quá trình sử dụng HTTL có thể phải chịu tải trọng lớn hơn mô men cực đại của động cơ (cộng hưởng) hay tải trọng có giá trị nhỏ nhưng lặp lại theo chu kỳ (dao động), vì vậy khi nghiên cứu về hệ thống truyền lực cần phải quan tâm đến các chế độ tải trọng nguy hiểm.

Ba dạng tải trọng đặc trưng của HTTL:

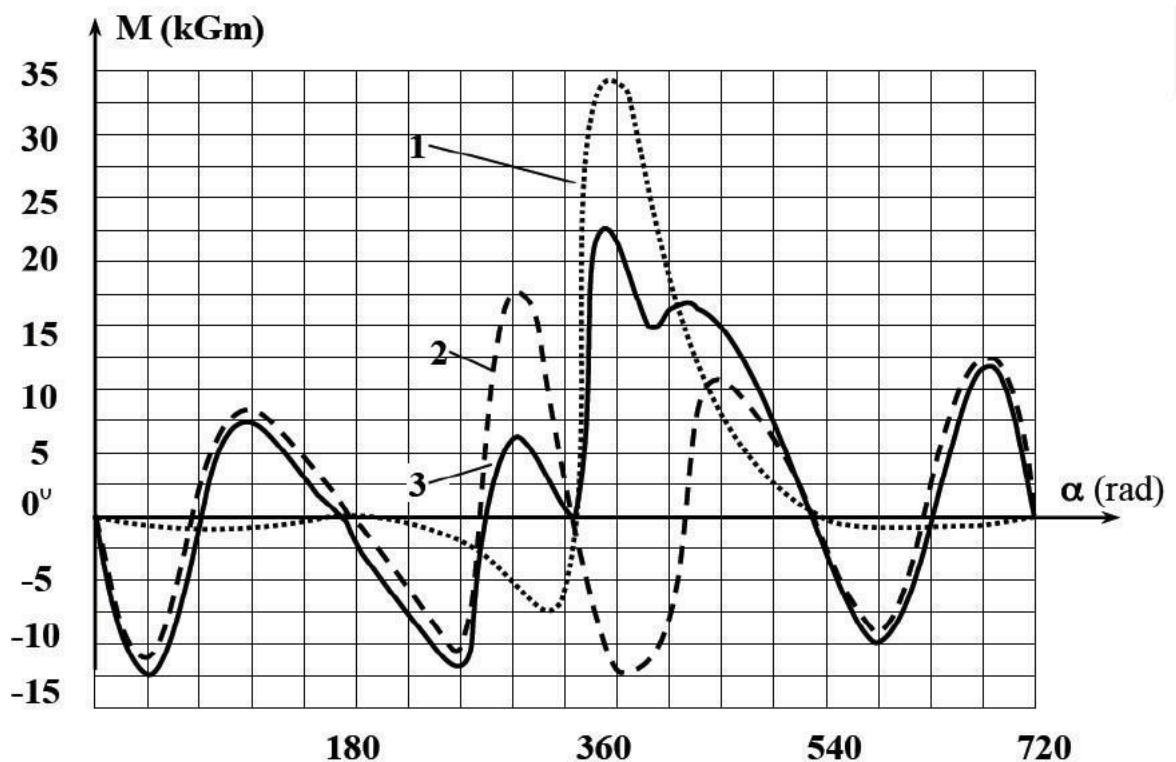
- Tải trọng động do dao động mô men xoắn của động cơ đột trong.
- Tải trọng động do mấp mô mặt đường.
- Tải trọng động do điều kiện vận hành: đóng ly hợp đột ngột khi khởi hành ô tô hoặc khi sang số.

Mặc dù biên độ không lớn, nhưng tải trọng động do dao động mô men xoắn của động cơ đột trong lại tác động liên tục trong suốt thời gian vận hành của ô tô. Dao động mô men động cơ tác động trong thời gian dài sẽ gây mỏi trên các chi tiết.

1.2.2 Tải trọng động từ dao động mô men xoắn của động cơ

Khi làm việc, trong động cơ xuất hiện lực khí thể do khí cháy sinh ra và các lực quán tính của các khối lượng chuyển động tịnh tiến và các khối lượng chuyển động quay. Các lực này thay đổi theo góc quay của trục khuỷu và gây nên những dao động trong HTTL. Lực khí thể và lực quán tính của động cơ là những lực có trị số lớn và thay đổi chu kỳ nên chúng mang tính chất va đập, tạo nên biên độ lớn. Mô men của các lực này được gọi là mô men kích thích, chúng tác động lên hệ thống truyền lực và ảnh hưởng trực tiếp đến độ bền lâu của các chi tiết trong hệ thống truyền lực.

Trên hình 1.6 thể hiện một ví dụ về sự biến thiên các thành phần mô men trên trục khuỷu của động cơ [16]. Có thể nhận thấy rằng mô men do lực khí thể (đường số 1 trên hình 1.6) đạt được giá trị rất lớn ở kỳ nổ.

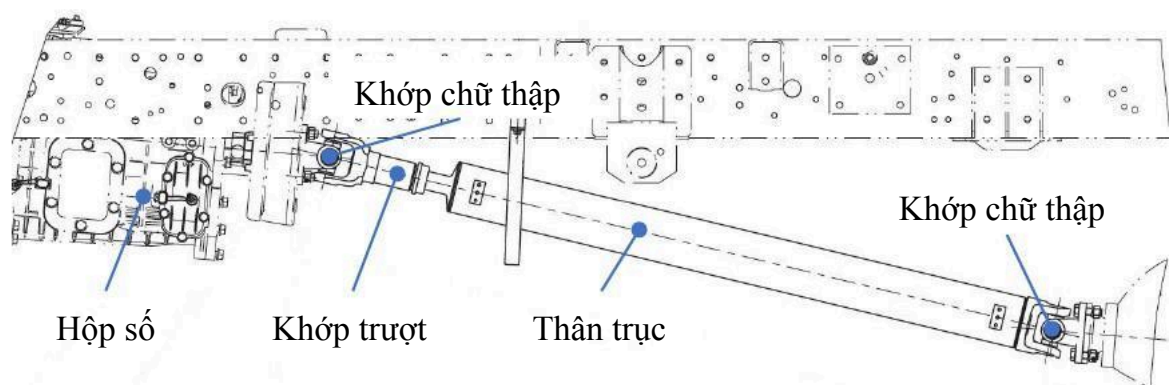


Hình 1.6: Đồ thị quan hệ giữa mô men và góc quay của trục khuỷu

1. Mô men lực khí thể; 2. Mô men lực quán tính; 3. Mô men tổng.

Tuy nhiên, nhờ có mô men của các lực quán tính (đường số 2 trên hình 1.6) mà mô men tổng trên trục động cơ (đường số 3) đạt được biên độ nhỏ hơn. Mặc dù vậy, có thể nhận thấy rằng mô men của động cơ vẫn dao động với biên độ lớn. Vì vậy, khi truyền qua hệ thống truyền lực, nó tạo nên tải trọng có chu kỳ tác động lên các chi tiết, gây nên hiện tượng mỏi.

1.2.3 Tải trọng tác dụng lên trục các đăng



Hình 1.7: Bố trí trục các đăng

Mô men từ động cơ thông qua ly hợp truyền đến hộp số rồi sau đó đến trục các đăng (Hình 1.7). Dao động của mô men động cơ sẽ tác động lên trục các đăng và sinh ra tải trọng biến thiên trên trục các đăng.

Với kết cấu đặt biệt bao gồm khớp chữ thập và rãnh trượt then hoa, trong quá trình hoạt động, trục các đăng chịu mô men xoắn là chính.

Trong HTTL, trục các đăng thường được coi là chi tiết chịu ảnh hưởng lớn nhất của dao động mô men xoắn do có độ đàn hồi cao. Bởi vậy, trong phạm vi luận văn này, học viên trình bày phương pháp luận để đánh giá độ bền mỏi của trục các đăng do tác động từ dao động mô men động cơ.

1.3 Độ bền mỏi và phương pháp đánh giá

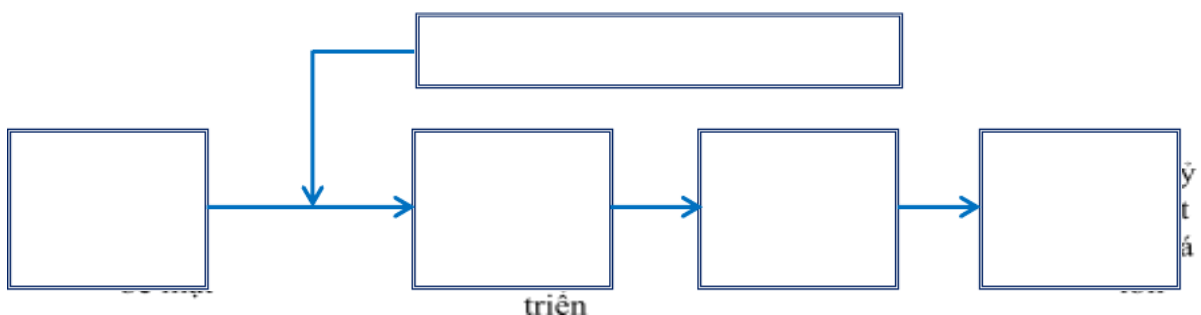
1.3.1 Phá huỷ mỏi

Trong thực tế các chi tiết máy chịu tác dụng của tải trọng không lớn (ngay cả khi thấp hơn giới hạn chảy S_y khá nhiều) nhưng thay đổi theo chu kỳ, có thể bị phá huỷ sau thời gian dài và tương đối dài ($> 10^6$ chu kỳ). Sự phá huỷ như vậy còn được gọi là phá huỷ mỏi. Cũng giống như mọi phá huỷ khác, phá huỷ mỏi cũng xuất phát từ vết nứt đầu tiên song với đặc điểm là nó thường nằm ở trên bề mặt là nơi chịu ứng suất kéo lớn nhất, tạo điều kiện thuận lợi cho sự tạo thành và phát triển của vết nứt.

Vết nứt tế vi trên bề mặt có thể là có sẵn như rỗ co, bọt khí, tạp chất, xước, lỗi lõm. Do đó, độ bóng bề mặt chi tiết có ý nghĩa đặc biệt để chống phá huỷ mỏi.

Ngoài ra, nứt cũng có thể sinh ra dưới tác dụng của tải trọng theo chu kỳ.

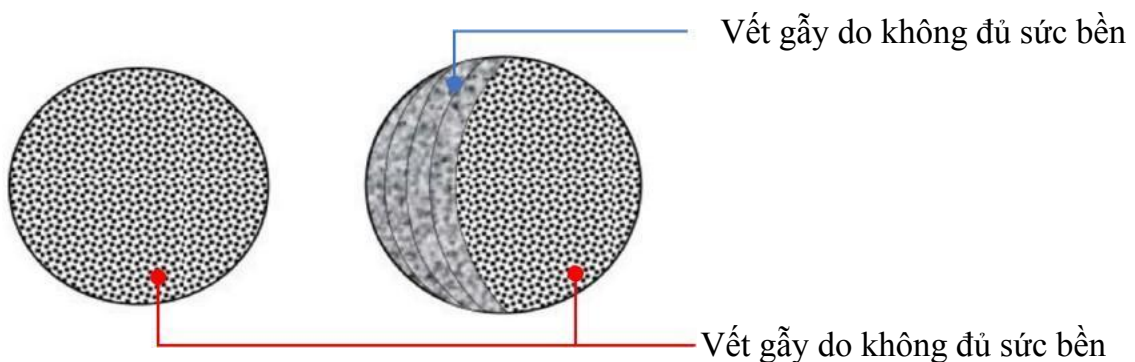
a. Cơ chế phá huỷ mỏi



- Tải trọng thay đổi theo chu kỳ: ứng suất thay đổi từ kéo sang nén và lặp lại.
- Quá trình phá huỷ xảy ra khi chi tiết máy chịu ứng suất thay đổi theo thời gian. Quá trình này bắt đầu từ những vết nứt rất nhỏ (nứt tế vi), khi số chu trình làm việc của chi tiết tăng lên thì các vết nứt này cũng mở rộng dần, chi tiết máy ngày càng bị yếu và cuối cùng xảy ra gãy hỏng.
- Sự phá huỷ vì mỏi: Quá trình phá huỷ do tích lũy dần dần sự phá hỏng trong bản thân chi tiết dưới tác động của ứng suất thay đổi theo thời gian. Ứng suất thay đổi này làm xuất hiện các vết nứt mỏi sau đó phát triển và dẫn đến sự phá huỷ chi tiết.
- Độ bền mỏi: Tính chất của vật liệu chống lại quá trình phá huỷ vì mỏi.
- Độ bền lâu của vật liệu chi tiết là khoảng thời gian làm việc dưới tác động của một chế độ tải trọng và các yếu tố ảnh hưởng khác mà không bị phá huỷ. Độ bền lâu được tính bằng giờ hoặc bằng số chu trình ứng suất. Trong lĩnh vực ô tô, độ bền lâu được tính bằng số kilômét (Km) làm việc.

b. Đặc điểm của phá huỷ do mỏi

- Sau một số lớn chu trình ứng suất, chi tiết máy bị phá huỷ ($10^6 \div 10^8$). Đối với thép, nếu quá thời hạn này, chi tiết chưa bị phá huỷ thì khả năng bị phá huỷ về sau sẽ không xảy ra.
- Sự phá huỷ xảy ra đột ngột, không có co tiết diện: tiết diện phá huỷ bằng tiết diện ban đầu nhưng có hai vùng rõ rệt (Hình 1.8)
 - Vết nứt tế vi trước đó: bị ô xy hoá.
 - Vết đứt gãy mới: màu sáng ánh kim.



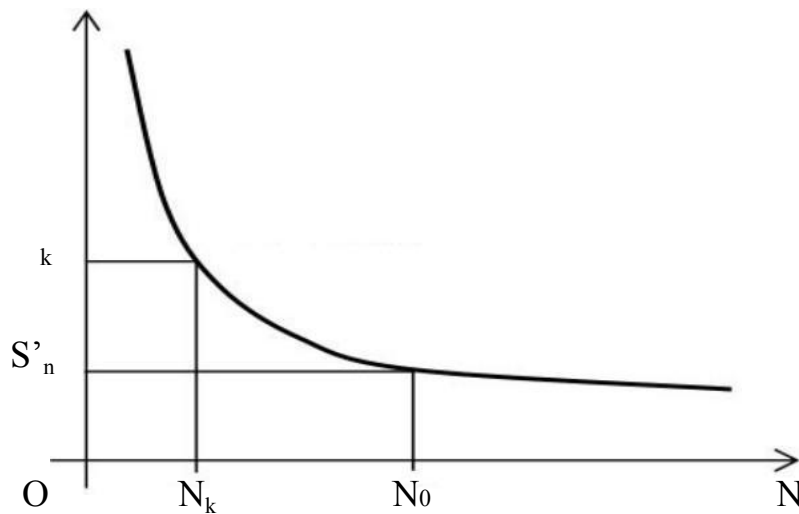
Hình 1.8: Vết gãy kim loại khi soi dưới kính hiển vi

- Ứng suất bé hơn rất nhiều so với giới hạn bền của vật liệu
- c. Các yếu tố ảnh hưởng đến phá huỷ mỏi
 - Bản chất của vật liệu: vật liệu có giới hạn bền S_u càng cao thì độ bền mỏi càng tăng.
 - Trạng thái bề mặt chi tiết: nếu bề mặt chi tiết có độ bóng càng cao, ít thay đổi đột ngột thì càng giảm nguy cơ phá huỷ mỏi.
 - Ứng suất nén dư bề mặt càng lớn thì càng tăng độ bền mỏi. Tăng ứng suất nén dư bề mặt bằng các phương pháp như: Phun bi, lăn ép, nhiệt luyện bề mặt, hoá nhiệt luyện.

1.3.2 Đường cong mỏi và giới hạn mỏi

a. Đường cong mỏi

Đường cong mỏi thể hiện mối quan hệ giữa ứng suất và số chu kỳ thay đổi ứng suất N của chi tiết máy tới khi hỏng hoàn toàn (Hình 1.9).

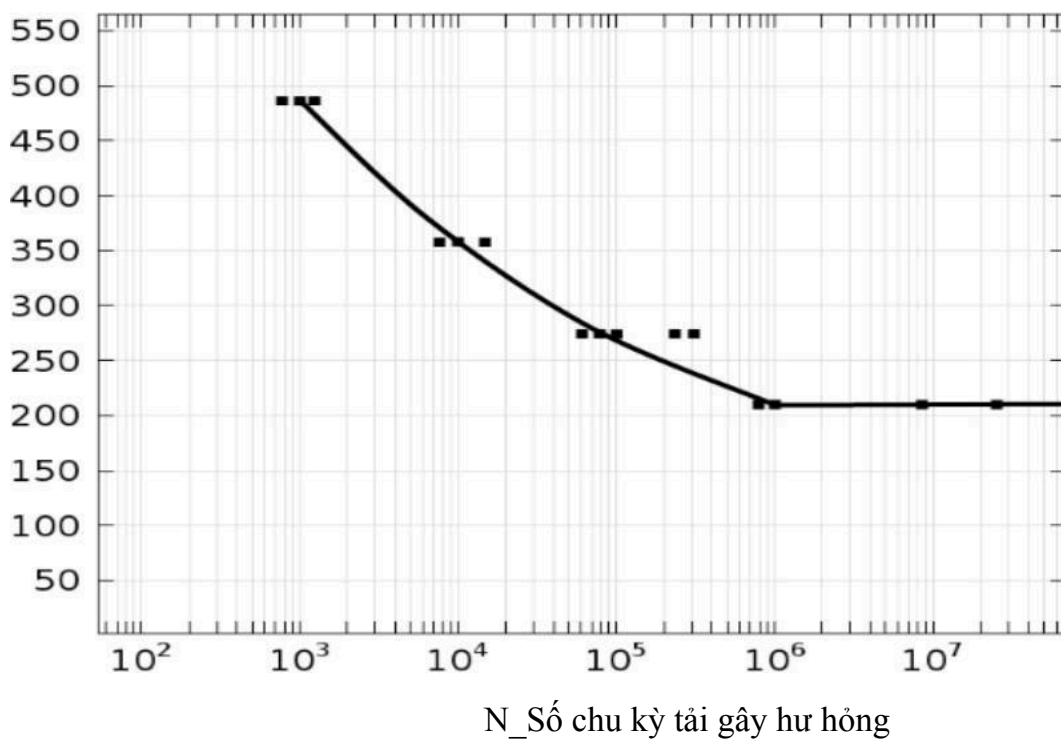


Hình 1.9: Đường cong mỏi

Phương trình đường cong mỏi: $S^m \cdot N = \text{const}$

- m : bậc của đường cong mỏi (Với thép, $m=5\div 8$).
- i : ứng suất mỏi (S'_n : độ bền dài hạn).

- N_i : số chu kỳ ứng suất tương ứng i (N_0 : số chu kỳ cơ sở, tương ứng S'_n). Từ đồ thị ta thấy:
- Ứng suất càng cao thì tuổi thọ của chi tiết máy càng giảm, khi ứng suất vượt quá σ_k thì chu kỳ ứng suất giảm mạnh. Giá trị σ_k gọi là giới hạn mỏi ngắn hạn của vật liệu.
- Ứng suất càng giảm thì số chu kỳ gây hỏng do mỏi càng tăng (càng bền lâu). Khi ứng suất giảm đến giá trị $\sigma = S'_n$ thì đường cong mỏi gần như nằm ngang tức là số chu kỳ ứng suất có thể tăng lên rất lớn ($N \rightarrow \infty$) mà chi tiết không bị gãy hỏng. ($N \rightarrow \infty$ Giá trị S'_n gọi là độ bền dài hạn của vật liệu.



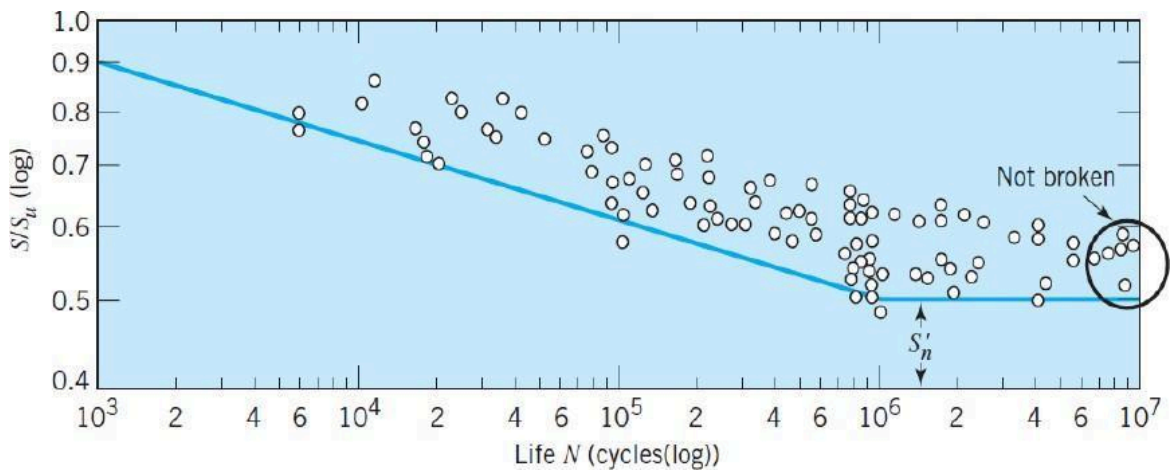
Hình 1.10: Đường cong mỏi thực nghiệm

Qua nghiên cứu thực nghiệm, các nhà nghiên cứu nhận thấy rằng, đối với thép

và gang thì đường cong mỗi có dạng giống nhau và giống như trên hình 1.10.

b. Giới hạn mỏi

Trên cơ sở các thí nghiệm thực nghiệm, các nhà nghiên cứu đã tìm ra được phương pháp xây dựng đường cong mỏi trên hệ trục Logarit một cách gần đúng. Khi vẽ lại trên hệ trục Logarit thì ta thu được đường cong mỏi như hình 1.11



[15].

Hình 1.11: Đường cong mỏi biểu diễn trên hệ trục Logarit

Trên đó tương ứng với giá trị giới hạn mỏi_ Đối với vật liệu thép:

$$- S_f = S_{10}^3 = 0,9 S_{us} \quad 0,72 S_u \quad (\text{Sr: Giá trị } u \text{ tại } N=10^3) \quad (1.6)$$

$$- S'_n = 0,5 S_u, \text{ với } S_u \leq 1400 \text{ Mpa} \quad (1.7)$$

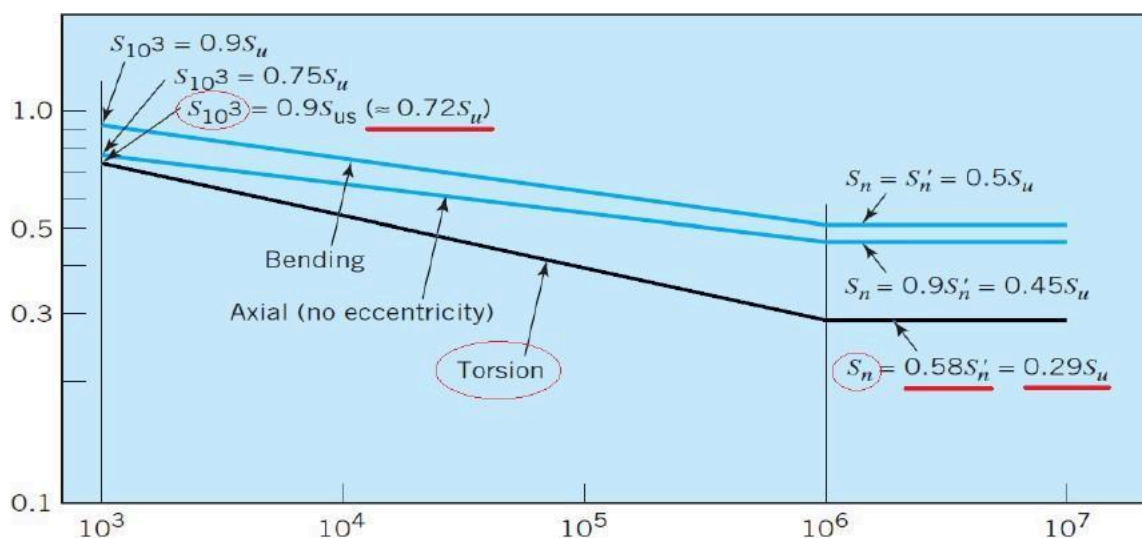
$$- S'_n = 700, \text{ với } S_u > 1400 \text{ Mpa}$$

Cũng từ các kết quả thực nghiệm đối với gang và thép, số chu kỳ tải ứng với giá trị S'_n trên đồ thị S-N thường nằm trong khoảng $10^6 \div 10^8$. Nếu chi tiết chịu được sau số chu kỳ này thì chi tiết được xem như là không hỏng do mỏi – đường cong mỏi sau

điểm này nằm ngang. Việc đánh giá độ bền mỏi của chi tiết được thực hiện dựa trên đường cong mỏi N-S (Hình 1.11). Từ đường cong mỏi, người ta xác định giới hạn bền mỏi của vật liệu S_i tương ứng với số chu kỳ mỏi N_i .

Trên thực tế, các chi tiết máy thường chịu ứng suất không giống với điều kiện thử nghiệm xây dựng đường cong mỏi, nên việc xác định giá trị giới hạn bền mỏi thực tế S_n thường rất phức tạp. Vì vậy, S_n được tính thông qua các hệ số hiệu chỉnh và phụ thuộc vào từng trường hợp chịu tải trọng: Uốn, Kéo-Nén và Xoắn (Hình

1.12, [15]).



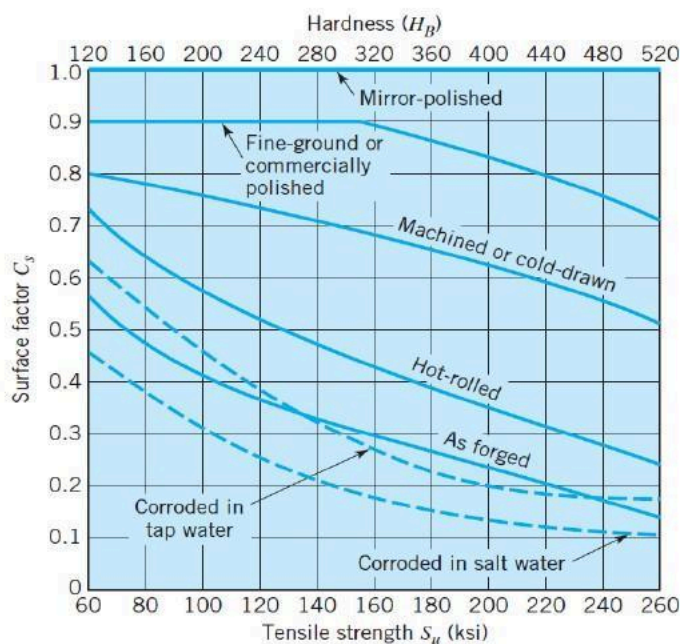
Hình 1.12: Đường cong S-N tổng quát với các trường hợp tải trọng khác nhau

Trong trường hợp chịu xoắn chủ yếu như trục các đăng nối từ hộp số đến cầu sau chủ động của ô tô tải thì [15]:

$$S_n = S' \times C_L \times C_G \times C_S \times C_T \times C_R \quad (1.8)$$

- Trong đó:
- C_L : Hệ số ảnh hưởng của dạng tải trọng.
 - C_G : Hệ số ảnh hưởng của kích thước.
 - C_S : Hệ số kể đến ảnh hưởng của độ nhám bề mặt (Hình 1.13).
 - C_T : Hệ số ảnh hưởng của nhiệt độ.
 - C_R : Hệ số tin cậy.
 - $S' = 0,5 S$.

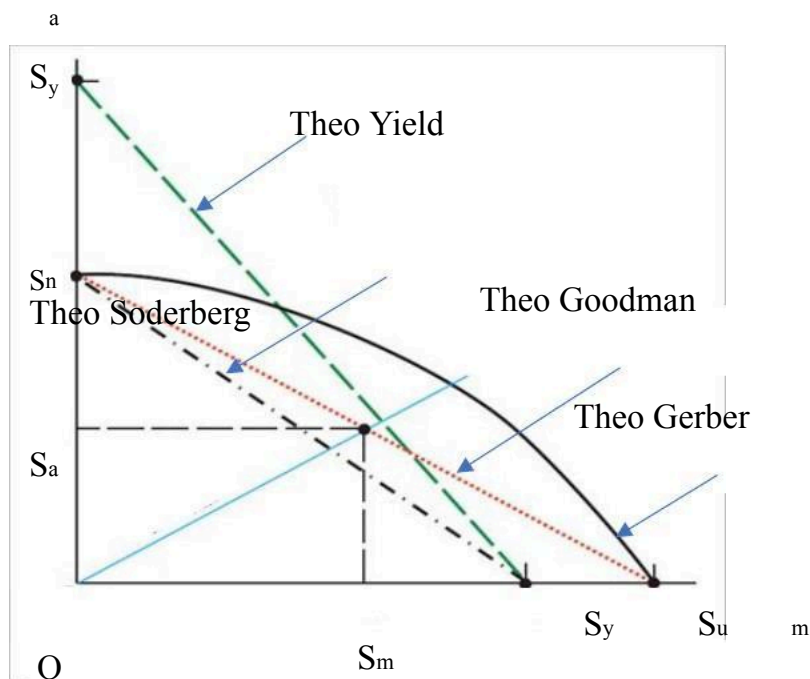
Hình 1.13: Hệ số ảnh hưởng của độ nhám bề mặt



1.3.3 Các phương pháp đánh giá

Các kết quả nghiên cứu thực nghiệm cho thấy, hư hỏng do mỏi phụ thuộc chủ yếu vào 2 thông số đặc trưng của ứng suất mà chi tiết phải chịu: ứng suất trung bình (σ_m) và biên độ ứng suất (σ_a). Vì vậy các tiêu chuẩn bền mỏi được xây dựng dựa trên giả thiết về mối quan hệ giữa các ứng suất σ_a và σ_m với các giá trị ứng suất giới hạn của vật liệu như giới hạn biến dạng dẻo S_y (Yield strength), giới hạn bền phá hủy S_u (Ultimate tensile strength).

Giới hạn bền mỏi thực tế S_n (xác định theo S_u qua công thức 1.8) được sử dụng làm cơ sở để đánh giá bền mỏi của chi tiết bằng những phương pháp khác nhau. Một trong những phương pháp thông dụng nhất hiện nay là sử dụng các tiêu chuẩn bền mỏi. Người ta thường dùng các tiêu chuẩn bền mỏi: Yield ; Soderberg; Goodman; Gerber.



Hình 1.14: Biểu đồ các đường giới hạn mỏi

Trên hình 1.14 thể hiện 4 tiêu chuẩn bền mỏi theo các công thức cụ thể sau:

$$- \text{Tiêu chuẩn Soderberg: } \frac{\sigma_a}{S_y} + \frac{\sigma_m}{S_n} = 1 \quad (1.9)$$

- Tiêu chuẩn Goodman:
$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_u} = 1 \quad (1.10)$$
- Tiêu chuẩn Yield:
$$\frac{\sigma_a}{S_y} + \frac{\sigma_m}{S_y} = 1 \quad (1.11)$$
- Tiêu chuẩn Gerber:
$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m^2}{S_u^2} = 1 \quad (1.12)$$

Nếu gọi n là hệ số an toàn, các tiêu chuẩn được viết dưới dạng sau:

- Tiêu chuẩn Soderberg:
$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_y} = 1$$
- Tiêu chuẩn Goodman:
$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_u} = 1$$
- Tiêu chuẩn biến dạng dẻo:
$$\frac{\sigma_a}{S_y} + \frac{\sigma_m}{S_y} = 1$$
- Tiêu chuẩn Gerber:
$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m^2}{S_u^2} = 1$$

Các đường trên hình 1.14 thể hiện giới hạn bền mỗi: bên trái của đường giới hạn là vùng an toàn (không hỏng do mỏi), còn bên phải là vùng hỏng do mỏi sau

một số chu kỳ tác động tương ứng. Một điểm bất kỳ trên các đường này thể hiện các giá trị giới hạn của ứng suất: S_a là giá trị giới hạn của σ_a và S_m là giá trị giới hạn của σ_m .

1.4 Các công trình nghiên cứu trong nước

Trong quá trình nghiên cứu, học viên cũng đã tham khảo thêm các công trình khoa học nghiên cứu trong nước và ngoài nước. Một số công trình nghiên cứu trong nước đã được công bố:

Vũ Minh Diễn (2011), “Xây dựng mô hình dao động xoắn hệ thống truyền lực ô tô tải loại trung bình”. Luận văn thạc sĩ, ĐHBK Hà Nội.

Trần Phúc Hòa (2016), “Nghiên cứu độ bền cụm cầu sau xe tải được chế tạo tại Việt Nam”. Luận án Tiến Sĩ, Trường Đại Học Bách Khoa Hà Nội, 2016.

Vũ Văn Nhân (2017), “Nghiên cứu đánh giá độ bền lâu của dầm cầu trước ô tô tải”. Luận văn thạc sĩ, ĐHBK Hà Nội.

Đỗ Giao Tiến (2016), “Nghiên cứu tải trọng động cho thiết kế hệ thống truyền lực ô tô tải thông dụng sản xuất tại Việt Nam”. Luận án tiến sĩ, ĐHBK Hà Nội.

Phạm Lê Tiến (2011), “Nghiên cứu đánh giá độ bền mỏi và tuổi thọ mỏi của khung giá chuyển hướng và trục bánh xe đầu máy D19E vận dụng trên đường sắt Việt Nam”. Luận án tiến sĩ kỹ thuật, Trường ĐH Giao thông vận tải.

Lê Toàn Thắng (2012), “Mô phỏng và tính toán động lực học hệ thống truyền lực ô tô tải nhỏ thiết kế, chế tạo tại Việt Nam”. Luận văn thạc sĩ, ĐHBK Hà Nội.

Vũ Văn Thuyết (2006), “Xây dựng phương pháp xác định các chế độ tải trọng phục vụ cho việc đánh giá độ bền HTTL của ô tô tải sản xuất tại VN”. Luận văn thạc sĩ, ĐHBK Hà Nội.

Nguyễn Năng Thắng, Đào Trọng Thắng, Lại Văn Định (2005), “Khảo sát dao động xoắn của trục dưới tác dụng tổng hợp của mô men điều hòa các cấp”. Hội nghị khoa học lần thứ 20 - Đại Học Bách Khoa Hà Nội.

1.5 Nội dung luận văn

Hiện nay, trên ô tô sử dụng chủ yếu các loại động cơ 4 kỳ với nhược điểm cố hữu là mô men trên trục biến thiên theo chu kỳ với biên độ khá lớn. Trên các động cơ hiện đại, người ta áp dụng nhiều biện pháp khác nhau để giảm thiểu biên độ dao động của động cơ và ảnh hưởng xấu của nó tới HTTL. Tuy nhiên, do đặc thù của động cơ đốt trong, dao động mô men xoắn vẫn luôn tồn tại và việc đánh giá độ bền mỏi các chi tiết trong HTTL là cần thiết. Trong đó, trục các đăng thường được coi là chi tiết chịu ảnh hưởng lớn nhất của dao động mô men xoắn do có độ đàn hồi cao. Bởi vậy, các học viên đã chọn đề tài: “Nghiên c u ảnh hưởng của dao động mô

men động cơ đến độ bền lâu của trục các đăng ô tô tải “ nhằm góp phần từng bước xây dựng nền tảng lý thuyết về phương pháp đánh giá độ bền mỏi, làm cơ sở cho việc nghiên cứu phát triển nội địa hóa các linh kiện ô tô – tăng tỷ lệ nội địa hóa trong nước và trong khu vực.

a. Mục tiêu nghiên cứu

Xây dựng phương pháp tính toán đánh giá ảnh hưởng của dao động mô men động cơ đến độ bền lâu của trục các đăng của ô tô tải

b. Đối tượng nghiên cứu

Xe VEAM 533603 là dòng xe tải được chuyển giao công nghệ từ tập đoàn Maz – Belarus, được nhà máy Ô tô VEAM lắp ráp và bán tại thị trường Việt nam theo chương trình hợp tác giữa hai nước Vietnam – Belarus. Với tải trọng 8300 Kg, khối lượng toàn bộ 16500 Kg.



Hình 1.15: Hình ảnh xe tải VEAM 533603

Trục các đăng chính của xe 533603 được làm từ thép ống C20 (Steel 20 GOST 1050-88) có đường kính ngoài 102mm dày 4mm.

No.	Items / Элемент	Specification / Значение
1	Type / Тип	Without intermediate support Без промежуточной опоры
2	Symbol / Обозначение	5551-2201010-10
3	Material / Материал	Steel 20 GOST 1050-88 Сталь 20 ГОСТ 1050-88
4	Length, mm / Длина, мм	The minimum distance between the flanges of propeller shaft in a compressed state - 1752 mm The maximum distance between the centers of joints propeller shaft in working state - 1575 mm Минимальное расстояние между фланцами карданного вала в сжатом состоянии - 1752 мм Максимальная расстояние между центрами шарниров карданного вала в рабочем состоянии - 1575 мм
5	Diameter, mm / Диаметр, мм	Inner diameter of tube of propeller shaft - 94 mm Внутренний диаметр трубы карданного вала - 94 мм
6	Propeller shaft thickness, mm Толщина стенки карданного вала, мм	4

Hình 1.16: Thông số chính của các đăng xe tải VEAM 533603

c. Phương pháp nghiên cứu và nội dung của luận văn

Luận văn sử dụng phương pháp nghiên cứu lý thuyết, nội dung chính của nghiên cứu lý thuyết là:

- Tìm hiểu tổng quan về đặc điểm cấu tạo và các điều kiện làm việc của trục các đăng ô tô tải, từ đó đề xuất hướng nghiên cứu cho luận văn.
- Nghiên cứu cơ sở lý thuyết và phương pháp tính toán bền mỏi trục các đăng ô tô tải.
- Tính toán bền mỏi trục các đăng ô tô tải trong điều kiện chuyển động với chế độ làm việc của động cơ chọn trước.

Chương 2: TÍNH TOÁN XÁC ĐỊNH TẢI TRỌNG TRÊN TRỤC CÁC ĐĂNG

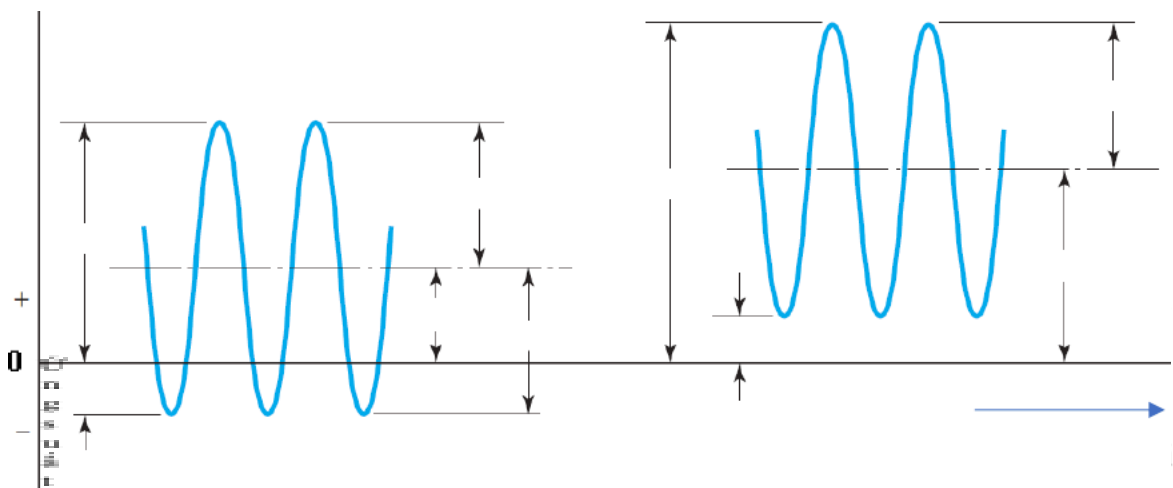
Ở chương này, học viên trình bày cơ sở lý thuyết tính bền mỏi và xây dựng mô hình xác định tải trọng động từ mô men động cơ tác động lên trục các đăng. Đồng thời, sử dụng phần mềm mô phỏng Matlab-Simulink để mô phỏng lại mô hình, từ đó xuất ra các giá trị cần khảo sát để tính toán ở chương 3.

2.1 Phương pháp đánh giá độ bền mỏi

2.1.1 Tải trọng biến thiên và đường cong mỏi

a. Tải trọng biến thiên

Để đánh giá khả năng chịu mỏi của vật liệu, người ta làm thí nghiệm trên các mẫu thử với tải trọng tác động theo chu kỳ dạng sin (Hình 2.1, [15])



ung suất.

min

(2
.1
(2
.2
(2
.3
(2
.4
)

$$A = \frac{a_m}{1 + R} = \frac{1 - R}{1 + R} \quad (2.5)$$

- Hệ số biên độ:

Đối với trường hợp tải trọng đối xứng qua trục hoành thì $\sigma_m = 0$.

b. Giới hạn mỏi

Giới hạn bền mỏi được tính theo ứng suất giới hạn của vật liệu S_u . Với trục các đẳng, tải trọng mô men xoắn là chủ yếu thì:

$$S_n = S'_u \times C_L \times C_G \times C_S \times C_T \times C_R \quad (2.6)$$

Trong đó: - C_L : Hệ số ảnh hưởng của dạng tải trọng. Chọn $C_L = 0,58$

- C_G : Hệ số ảnh hưởng của kích thước. Chọn $C_G = 0,8$

- C_S : Hệ số kể đến ảnh hưởng của độ nhám bề mặt (Hình 1.13). $C_S = 0,7$

- C_T : Hệ số ảnh hưởng của nhiệt độ – Với nhiệt độ $\leq 840^\circ\text{F}$, $C_T = 1$.

- C_R : Hệ số tin cậy – chọn $C_R = 0,753$.

- $S'_u = 0,5 S_u$

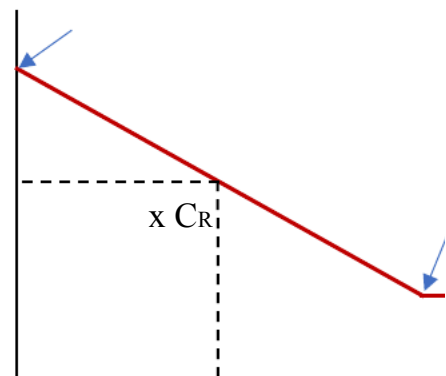
2.1.2 Phương pháp đánh giá độ bền mỏi

Cơ sở để tính bền mỏi là biểu đồ giới hạn mỏi, để xây dựng biểu đồ giới hạn mỏi người ta xây dựng đường cong mỏi và các đường đồng mức.

a. Xây dựng đường cong mỏi

Đường cong mỏi có thể được xây dựng bằng kết quả thực nghiệm hoặc bằng tính toán lý thuyết với các công thức kinh nghiệm.

$$S_f = 0,72 S_u \times C_L \times C_G \times C_S \times C_T \times C_R$$



10^3
 N_i
 10^8
 c kinh nghiệm

Hình 2.2: Đường cong
 mới theo công th

Trên hình 2.2, đồ thị đường cong mỏi được xây dựng bởi 2 điểm được xác định bởi:

- S_f theo công thức 1.6: $S_f = 0,72 S_u$
 - $S = S_u \times C_L \times C_G \times C_S \times C_T \times C_R$
- n_t
 heo
 côn
 g
 thứ
 c
 2.6:
 $S = S_u$
 $n = n_t$
 $S' = S_u$

Để ứng dụng lập trình vào tính toán, học viên mô tả đường cong mỏi qua các công thức:

- Như ta đã biết, phương trình đường cong mỏi là: $m N = \text{const}$ (2.7)

Trong đó:

+. m : bậc của đường cong mỏi.

+. N : số chu kỳ thay đổi ứng suất ứng với

- Viết lại phương trình đường cong mỏi: $m N = m N$

$$m = \frac{\log N_2 - \log N_1}{\log S_1 - \log S_2} \quad (2.8)$$

Lấy lôgarít hai vế và biến đổi ta có:

$$\log S_1 - \log S_2$$

Để xác định m , ta giả thiết rằng đối với các chi tiết máy được làm bằng thép sẽ không hỏng do mỏi sau khi chịu được 10^7 chu kỳ.

Lấy các cặp giá trị tại các điểm tương ứng với số chu kỳ gây mỏi là 10^3 và 10^7 : $(N_1, S_1) = (N_{10^3}, S_f)$ và $(N_2, S_2) = (N_{10^7}, S_n)$.

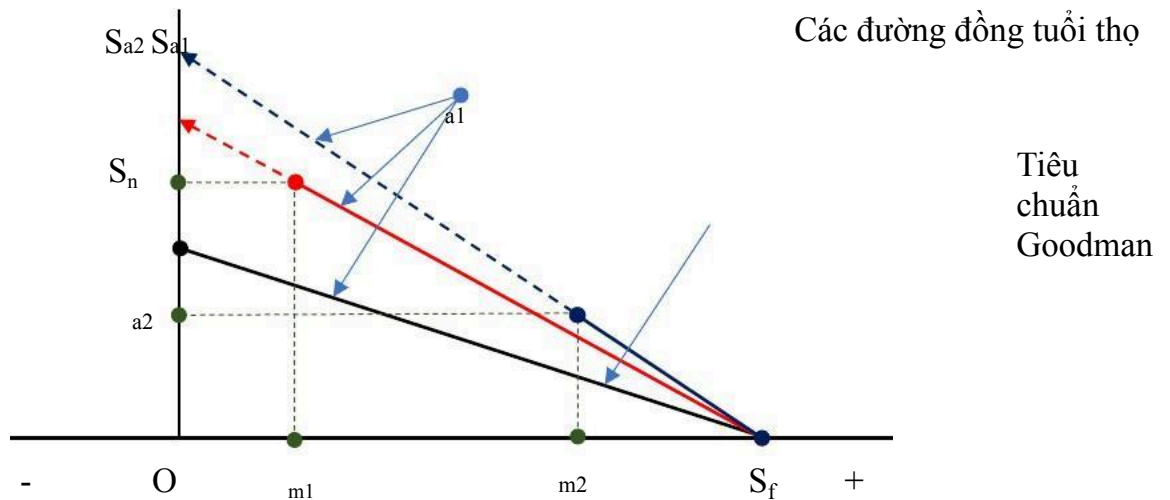
Như vậy, khi biết giá trị ứng suất σ_i ta hoàn toàn có thể xác định được N_i và ngược lại thông qua điểm gốc (N_0, σ_0) và hệ số m đã biết.

$$N_i = \frac{\sigma_0}{\sigma_i - \sigma_0} \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_0} \right)^m \quad (2.9)$$

Công thức 2.9 được sử dụng trong lập trình Matlab để xác định chu kỳ gây hỏng do mỗi N_i tương ứng với ứng suất tác động σ_i .

b. Đường đồng tuổi thọ

Để xác định độ bền mỏi của các chi tiết chịu ứng suất xoắn biến thiên, học viên lựa chọn tính toán theo tiêu chuẩn bền Goodman. Trên hình 2.3 mô tả mối quan hệ giữa σ_a và σ_m theo tiêu chuẩn bền Goodman.



Hình 2.3: Đường đồng tuổi thọ

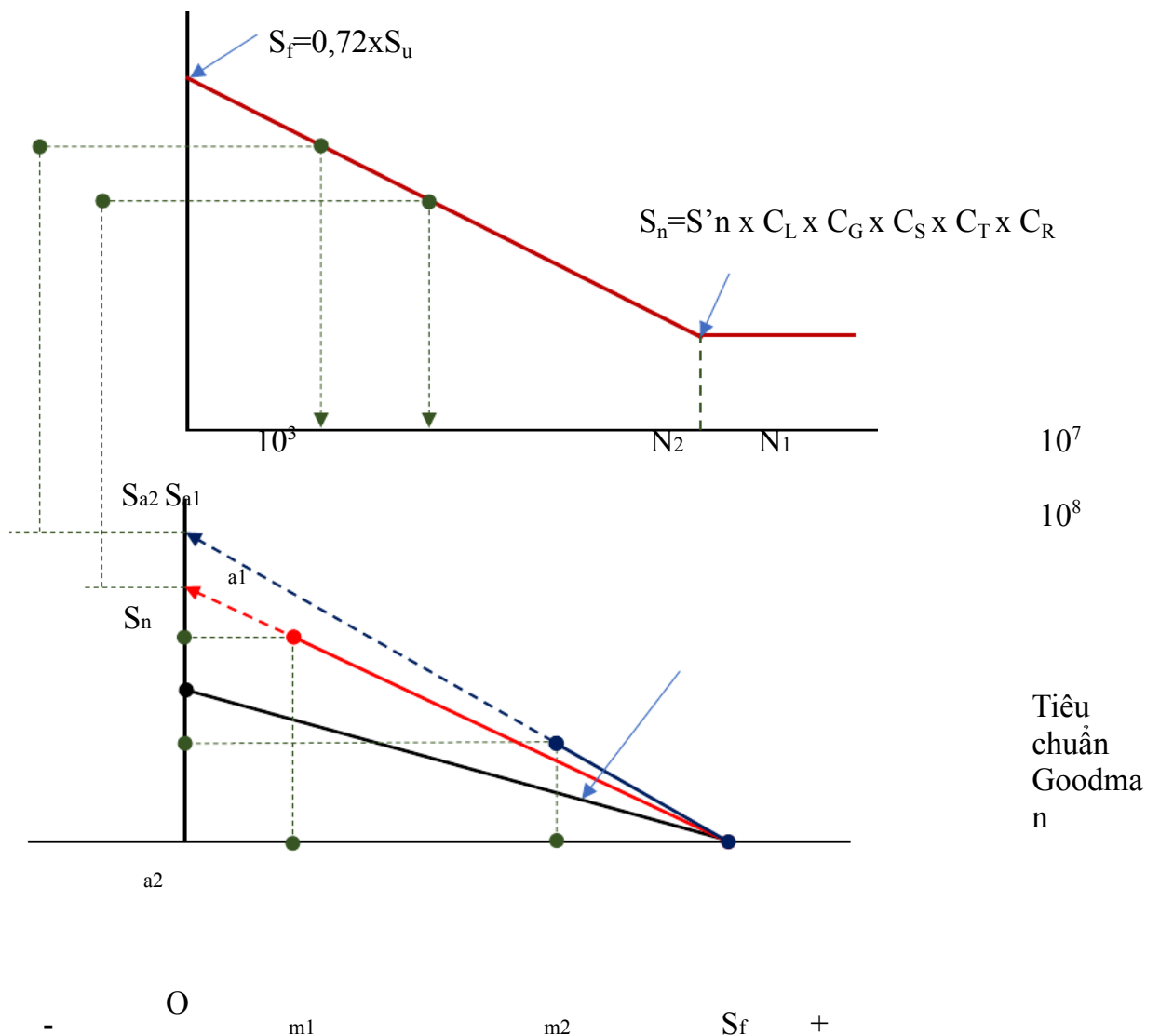
Các đường nối từ điểm $(S_f, 0)$ tới các điểm $(0, S_n)$, $(0, S_{a1})$ và $(0, S_{a2})$ được gọi là các đường đồng tuổi thọ. Nghĩa là các điểm $(\sigma_{mi}, \sigma_{ai})$ cùng nằm trên đường này đều có cùng số chu kỳ gây hỏng do mỏi (tuổi thọ). Các điểm nằm bên trái đường này sẽ không hỏng do mỏi sau số chu kỳ tác động tương ứng, ngược lại với những điểm làm việc nằm bên phải đường này sẽ bị hỏng do mỏi sau khi đạt số chu kỳ làm việc tương ứng.

Điểm $(\sigma_{m1}, \sigma_{a1})$ có ứng suất dao động với biên độ σ_{a1} và giá trị trung bình là σ_{m1} sẽ có cùng tuổi thọ N_1 với điểm $(0, S_{a1})$ có ứng suất dao động với biên độ S_{a1} và giá trị $\sigma_{m1}=0$ (Tải trọng đối xứng). Tương tự, điểm $(\sigma_{m2}, \sigma_{a2})$ và $(0, S_{a2})$ cùng số chu kỳ bền mỏi với nhau và bằng N_2 .

Để xác định giá trị S_{a1} của điểm $(0, S_{a1})$ cùng tuổi thọ với điểm $(\sigma_{m1}, \sigma_{a1})$, ta sử dụng quy tắc đồng dạng trên hình 2.3 như sau:

$$\frac{S_f - m_1}{S_{a1}} = \frac{1 - m_1}{S_f} = \frac{S - a_1}{1 - \frac{m_1}{S_f}} \quad (2.1)$$

Như vậy, để xác định số chu kỳ gây hỏng của dạng tải trọng biến thiên không đối xứng, ta dựa vào đường đồng tuổi thọ (hình 2.3) và đường cong mỏi (Hình 2.2) để xác định. Việc phối hợp đường cong mỏi và đường đồng tuổi thọ cho ta biểu đồ giới hạn mỏi (hình 2.4).



Hình 2.4: Phương pháp xác định số chu kỳ gây hỏng

c. Xác định thời gian sử dụng các tay số

Trên thực tế, trong quá trình vận hành xe, tùy theo từng loại đường và thói quen của lái xe mà tần suất sử dụng các tay số khác nhau. Các nhà nghiên cứu đã chỉ ra tần suất sử dụng các tay số ứng với từng loại xe theo bảng 2.1.

Bảng 2.1: Tỷ lệ thời gian làm việc ở các tay số

Loại xe	Số cấp	i_{hmin}	Tỷ lệ thời gian làm việc ở tay số, %							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Ô tô con:										
Loại nhỏ	4	1	0,5	3	20	76,5				
	4	< 1	1	8	23	68				
Loại trung bình và lớn	4	1	0,5	2	10,5	87				
	4	< 1	0,5	3	20	76,5				
	5	1	0,5	2	4	18,5	75			
	5	< 1	0,5	2	15	57,5	25			
Ô tô tải:										
Ô tô tải thường	5	1	1	3	5	16	75			
	5	< 1	1	3	12	64	20			
	6	1	1	2	4	8	15	70		
	6	< 1	1	2	4	8	70	15		
	8	< 1	0,5	1	3	5,5	10	15	45	20
Ô tô tự đổ và ô tô có tính năng việt dã cao	5	< 1	3	12	30	40	15			
	6	< 1	3	5	20	40	20	12		
Ô tô khách:	4	1	1	5	25	69				
Ô tô khách thành phố	4	< 1	1	8	40	51				
	5	1	1	4	10	20	65			
	5	< 1	1	4	15	60	20			
	6	1	1	3	6	15	15	60		
	6	< 1	1	3	6	15	60	15		
Ô tô khách đường dài	5	1	1	3	5	16	75			
	5	< 1	1	3	12	64	20			
	6	1	1	2	4	8	15	70		
	6	< 1	1	2	4	8	70	15		
	8	< 1	0,5	1	3	5,5	10	15	45	20

Trên cơ sở tỷ lệ thời gian làm việc ở các tay số (t_{si} , %), vận tốc xe tương ứng ở tay số i (v_i , m/s) ta tính được quãng đường vận hành xe (L , m) trong khoảng thời gian t là:

$$v_2 t_2 + v_3 t_3 + v_4 t_4 + v_5 t_5 + v_6 t_6 + v_7 t_7 + v_8 t_8$$

$$= (v_1 t_{s1} + v_2 t_{s2} + v_3 t_{s3} + v_4 t_{s4} + v_5 t_{s5} + v_6 t_{s6} + v_7 t_{s7} + v_8 t_{s8}) L$$

$$\begin{aligned}
 & + v_7 \frac{t}{s_7} + v_8 t_{s8} \Big) \\
 & t \qquad \qquad \qquad (2.12) \\
 & + v_3 \frac{t}{s_3} + v_4 \frac{t}{s_4} + v_5 \frac{t}{s_5} + v_6 t_{s6} + v_7 t_{s7} + v_8 t_{s8}
 \end{aligned}$$

Vận tốc v_i được xác định khi có đủ thông số: vận tốc góc trục khuỷu, tỷ số truyền của HTTL và bán kính bánh xe. Sau khi xác định được thời gian t ta tính được thời gian t_i và xác định thời gian làm việc ở các tay số.

d. Quy tắc cộng tác dụng

Vì xe vận hành ở các chế độ khác nhau – mức ứng suất khác nhau – trong các khoảng thời gian khác nhau, nên khi xác định độ bền mỗi ta phải cộng dồn tất cả các hư hại ở các tay số khác nhau. Sử dụng quy tắc cộng dồn tác động Palmgren – Miner: ta xác định được tổng hư hại do tất cả các mức ứng suất gây hỏng chi tiết.

$$n_1 + n_2 + \dots + n_k = c \quad \text{hay} \quad \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} = c \quad (2.13)$$

- Với $n_1, n_2, \dots, n_k$ là số chu kỳ tác động tương ứng các mức ứng suất gây mỗi $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_k$
 n_i được xác định thông qua thời gian t_i khảo sát tương ứng với quãng đường cơ sở ở từng tay số khi xe chạy trên quãng đường cơ sở.
- $N_1, N_2, \dots, N_k$ là chu kỳ gây hỏng do mỗi (tương ứng trên đồ thị S-N).

Qua công thức (2.13) ta thấy: hư hỏng xuất hiện khi $c=1$ và số chu kỳ gây hỏng do mỗi (tuổi thọ của chi tiết) N được xác định bằng:

$$N = \frac{1}{\sum_{i=1}^k \frac{1}{N_i}} \quad (2.14)$$

$$\sum_{i=1}^k \frac{1}{N_i}$$

Như vậy, phương pháp đánh giá độ bền mỗi trục các đăng được sử dụng là: xác định chu kỳ bền mỗi dựa vào đường đồng tuổi thọ và đường cong mỗi, sau đó xác định tổn hại gây nên ở các tay số khác nhau và sử dụng quy tắc cộng dồn tác động Palmgren – Miner để tính toán độ bền mỗi của trục các đăng.

2.2 Mô men xoắn của động cơ

Mô men xoắn của động cơ chính là hàm kích thích tác động vào HTTL. Phương trình toán học mô tả của mô men tổng hợp của động cơ M_e theo góc quay của trục khuỷu có thể được xây dựng bằng cách phân tích nó thành các hàm điều hoà các cấp.

Mô men động cơ có thể được mô tả bằng tổng của vô số hàm điều hoà (công thức 2.15) nhờ phân tích Fourier:

Ta có:
$$M_e = M_0 + \sum_{k=1}^{\infty} M_k \sin(k \omega t + \alpha_k) \quad (2.15)$$

Trong đó:

- M_0 : giá trị mô men trung bình
- M_k : biên độ của của cấp điều hoà thứ k và α_k là pha tương ứng
- ω : tần số góc cơ sở – phụ thuộc vào chu kỳ của mô men kích thích của động cơ.

Tần số của các dao động điều hoà phụ thuộc vào chế độ vận hành của động cơ. Vì vậy, để giảm bớt khối lượng tính toán, thông thường người ta chỉ chọn một chế độ đặc trưng làm chế độ tính toán. Để đánh giá trọng tải động cơ tác dụng lên HTTL người ta thường chọn chế độ tính toán tương ứng với trường hợp động cơ đạt được mô men xoắn cực đại trên đường đặc tính ngoài M_e . Để tính toán, xác định mô men của động cơ ở các chế độ làm việc cần giải bài toán nhiệt động cơ để tìm ra quy luật thay đổi mô men xoắn trên trục khuỷu trong một chu trình công tác. Bằng phần mềm tính toán chuyên dụng và nhiều thực nghiệm, các nhà nghiên cứu đã xây dựng được phương trình mô tả gần đúng mô men động cơ Diesel có 6 xi lanh bố trí chữ V theo phương trình sau:

$$M_e = M_0 + 0,8 \sin(1,5 t - 60^\circ) + 0,4 \sin(3 t + 30^\circ) + 0,7 \sin(4,5 t - 40^\circ) + 0,2 \sin(7,5 t - 30^\circ) + \dots$$

Với α là pha cơ sở, gọi ω là vận tốc góc của trục khuỷu. Công thức mô men trên được viết lại theo thời gian thực:

$$M = M_0 + 0,8 \sin(1,5 \omega t - 60^\circ / 180) + 0,4 \sin(3 \omega t + 30^\circ / 180) + 0,7 \sin(4,5 \omega t - 40^\circ / 180) + 0,2 \sin(7,5 \omega t - 30^\circ / 180) + \dots \quad (2.16)$$

Sử dụng công cụ Matlab-Simulink mô phỏng công thức 2.16 với sơ đồ khối mô phỏng như hình 2.5 kết quả cho ta biểu đồ mô men động cơ trong trường hợp khảo sát.

Hình 2.5: Sơ đồ khối mô phỏng mô men động cơ

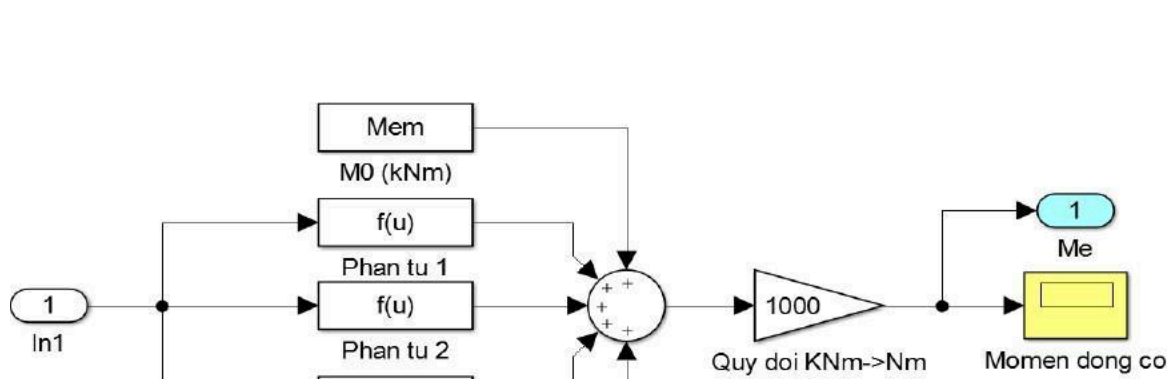
M_e Trong đó: - Phần tử M_0 : Giá trị mô men M_{em}

- Phần tử 1: $0,8\sin(1,5t - 60^\circ / 180)$
- Phần tử 2: $0,4\sin(3t + 30^\circ / 180)$
- Phần tử 3: $0,7\sin(4,5t - 40^\circ / 180)$
- Phần tử 4: $0,2\sin(7,5t - 30^\circ / 180)$

M_e
(
Nm
)

Mô men động
cơ

Giá trị trung
bình



Với $M_0=882 \text{ Nm}$, chạy mô phỏng cho ta biểu đồ mô men động cơ trên hình 2.6. Từ biểu đồ trên ta thấy, mô men động cơ dao động với biên độ khá lớn và giá trị max 2564 Nm cao hơn nhiều so với giá trị mô men trung bình 880 Nm .

2.3 Mô phỏng hệ thống truyền lực ô tô tải

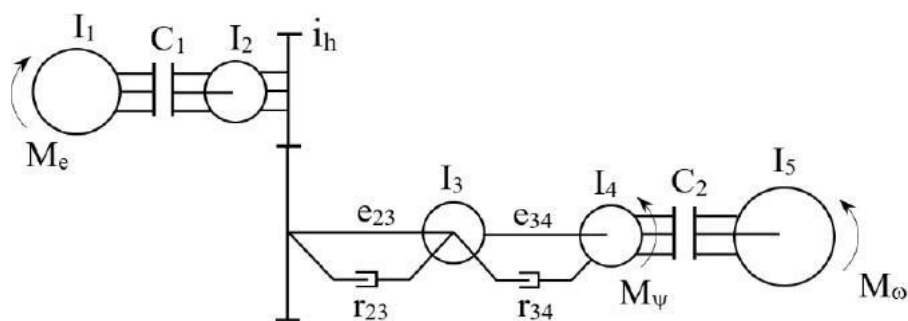
HTTL là một bộ phận của ô tô và nằm trong mối quan hệ chặt chẽ với tất cả các bộ phận khác trên xe. Tải tác động lên HTTL được xác định bởi các kích động tác dụng lên ô tô trong quá trình chuyển động và các thông số động lực học của ô tô.

Để có thể xác định được tải trọng tác dụng lên HTTL ô tô trong các trường hợp cụ thể, cần xây dựng được sơ đồ mô tả hoạt động của hệ thống và thiết lập được các phương trình thể hiện các quá trình vật lý xảy ra trong hệ thống. Việc làm này gọi là mô phỏng hệ thống.

Hiện nay, có rất nhiều phương pháp mô phỏng HTTL, mỗi phương pháp đều có ưu nhược điểm riêng và được sử dụng tùy theo trường hợp cụ thể. Để nghiên cứu các chế độ tải tác dụng lên HTTL, phương pháp thích hợp hơn cả là mô phỏng HTTL bằng sơ đồ dao động xoắn.

2.3.1 Sơ đồ mô phỏng HTTL

Do các chi tiết trong HTTL có tính quán tính và tính đàn hồi, nên mô men biến thiên truyền qua nó gây nên hiện tượng dao động xoắn. Vì vậy, để tính mô men trên trục các đăng, cần thực hiện mô phỏng HTTL với đầy đủ các tính chất của nó. Sơ đồ tính toán tải trọng trên trục các đăng được thể hiện trên hình 2.6.



Hình 2.7: Sơ đồ mô phỏng HTTL

Trong đó:

- + M_e : Mô men xoắn của động cơ, xác định theo đặc tính ngoài của động cơ.
- + M : Mô men cản chuyển động quy dẫn về trục các đăng.
- + M : Mô men cản do lực cản không khí quy dẫn về trục các đăng.
- + I_1 : Mô men quán tính của động cơ và phần chủ động của ly hợp.
- + I_2 : Mô men quán tính đĩa bị động của ly hợp.
- + I_3 : Mô men quán tính phần còn lại của HTTL.
- + I_4 : Mô men quán tính của các bánh xe chủ động.
- + I_5 : Mô men quán tính của bánh đà tương đương thay cho khối lượng chuyển động tịnh tiến của ô tô.
- + C_1 : Khớp ma sát mô tả ly hợp.
- + C_2 : Khớp ma sát mô tả khả năng bám đường của bánh xe chủ động (M).
- + i_h : Tỷ số truyền của hộp số.
- + e_{23}, r_{23} : Độ đàn hồi, hệ số cản của các chi tiết của hộp số và trục các đăng.
- + e_{34}, r_{34} : Độ đàn hồi, hệ số cản của các bán trục.

Sơ đồ gồm có 5 khối lượng quán tính, được liên kết với nhau thông qua các khớp ma sát (C_1, C_2) hoặc các khâu đàn hồi (e_{ij}) có kể đến tổn thất năng lượng do nội ma sát của vật liệu (r_{ij}). Các khối lượng thực hiện chuyển động quay với góc quay tương ứng là i .

2.3.2 Hệ phương trình toán học mô tả hoạt động của hệ thống.

Sử dụng phương pháp tách vật, đặt các mô men và xét cân bằng của hệ. Ta có:

- Chuyển động của các khối lượng I_1 và I_2 được mô tả bằng các phương trình sau:

$$I_1 \ddot{\theta}_1 = M_e - M_c \quad (2.17)$$

$$I_2 \ddot{\theta}_2 = M_c - M_{23} \quad (2.18)$$

Trong đó, M_{23} là mô men trên khâu liên kết các khối lượng I_2 và I_3 . Khi ly hợp không trượt ($\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2$), các phương trình trên có thể viết gọn thành:

$$(I_1 + I_2) \ddot{\varphi}_1 = M - \frac{M_{23}}{r_1} \quad (2.18a)$$

- Khối lượng quán tính I_3 nằm trên trục thứ cấp của hộp số được mô tả bởi phương trình:

$$I_3 \ddot{\varphi}_3 = M_{23} - M_{34} \quad (2.19)$$

Trong đó, M_{34} là mô men trên khâu liên kết các khối lượng I_3 và I_4 .
 + Nếu M , bánh xe chủ động không trượt ($\dot{\varphi}_4 = \dot{\varphi}_5$), nên phương trình

chuyển động có dạng:

$$(I_4 + I_5) \ddot{\varphi}_4 = M_{34} - M - M_{34} \quad (2.20)$$

+ Nếu M , bánh xe chủ động trượt quay, khi đó phần mô men truyền

qua khớp trượt đến khối lượng I_5 được coi là bằng M . Trong trường hợp này, phương trình chuyển động các khối lượng quán tính 4 và 5 được viết như sau:

$$I_4 \ddot{\varphi}_4 = M_{34} - M \quad (2.20a)$$

$$- M$$

$$I_5 \ddot{\varphi}_5 = M - M \quad (2.20b)$$

- Mô men bám quy dẫn về trục các đăng M :

$$M = \frac{G r_b}{i_0} \quad (2.21)$$

Trong đó:

- + i_0 là hệ số bám tương ứng với chuyển động trên mặt đường cứng, khô ráo
- + G là trọng lượng bám của ô tô (N)
- + r_0 là bán kính lăn của bánh xe trong điều kiện không trượt (m)
- + i_0 là tỷ số truyền của truyền lực chính.

- Các mô men trên các khâu liên kết M_{23} và M_{34} bao gồm mô men đàn hồi M_{ije} và mô men cản M_{ijr} do nội ma sát của vật liệu:

$$M_{23} = M_{23e} + M_{23r} \quad (2.22)$$

$$M_{34} = M_{34e} + M_{34r} \quad (2.23)$$

$$M_{23e} = \frac{1}{e} \left(i_2^2 - i_3^2 \right) ; \quad M_{34e} = \frac{1}{e} \left(i_3^2 - i_4^2 \right) \quad (2.24)$$

$$M_{23r} = r_{23} \left(i_2 - i_3 \right) ; \quad M_{34r} = r_{34} \left(i_3 - i_4 \right) \quad (2.25)$$

- Mô men cản lăn M_{r_b} tác động lên khối lượng I_4 được tính theo công thức:

$$M_{r_b} = \frac{G_a}{i_0} \quad (2.26)$$

Với i_0 là hệ số cản lăn, G_a là trọng lượng toàn bộ của ô tô (N).

- Mô men do lực cản không khí tác động lên khối lượng quán tính I_5 được tính như sau:

$$M_w = \frac{k S}{i_0} r_{A5b}^2 \quad (2.27)$$

- Mô men của động cơ M_e được tính theo công thức (2.26).

Khi ô tô chuyển động ở chế độ vận hành bình thường, ly hợp và bánh xe chủ động không trượt. Hệ thống được mô tả bởi các phương trình: 2.18a, 2.19, 2.20, 2.22, 2.23,

2.24 và 2.25. Để thuận tiện cho việc giải bài toán, hệ phương trình trên được viết dưới dạng sau:

$$I_1 = \frac{M_{23e} + M_{23r}}{i_h} \tag{2.28}$$

$$I_3 = (M_{23e} + M_{23r}) - (M_{34e} + M_{34r}) \tag{2.29}$$

$$M_w = \frac{M_{34} - M_{45}}{(I_4 + I_5)} \tag{2.30}$$

$$M_{23e} = \frac{1}{e} \left(\frac{2}{3} - \frac{3}{4} \right) \quad (2.31)$$

$$M_{23r} = r_{23} \quad (2.32)$$

$$M_{34e} = \frac{1}{e} \left(\frac{3}{4} - \frac{4}{5} \right) \quad (2.33)$$

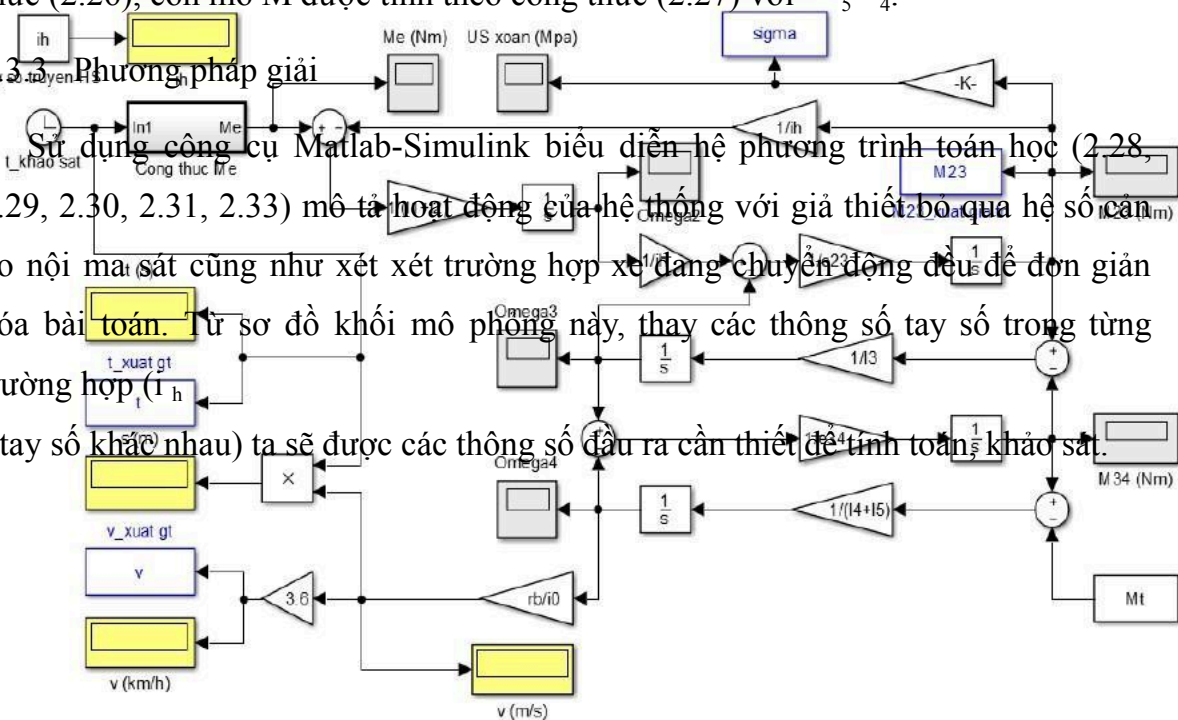
$$M_{34r} = r_{34} \left(\frac{3}{4} - \frac{4}{5} \right) \quad (2.34)$$

Trong các công thức trên: $i = i_h$, Mô men M của đường được tính theo công

thức (2.26), còn mô M được tính theo công thức (2.27) với $i = i_h$.

2.3.3 Phương pháp giải

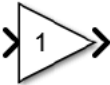
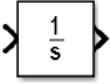
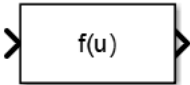
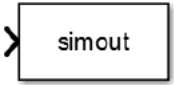
Sử dụng công cụ Matlab-Simulink biểu diễn hệ phương trình toán học (2.28, 2.29, 2.30, 2.31, 2.33) mô tả hoạt động của hệ thống với giả thiết bỏ qua hệ số cản do nội ma sát cũng như xét trường hợp xe đang chuyển động đều để đơn giản hóa bài toán. Từ sơ đồ khối mô phỏng này, thay các thông số tay số trong từng trường hợp (tay số khác nhau) ta sẽ được các thông số đầu ra cần thiết để tính toán khảo sát.



Hình 2.8: Mô hình mô phỏng HTTL

Bảng 2.2 diễn giải ý nghĩa các khối mô phỏng sử dụng trong mô hình mô phỏng.

Bảng 2.2: Diễn giải các khối cơ bản trong mô hình mô phỏng

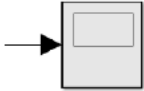
Stt	Tên gọi	Hình ảnh	Mô tả
01	Clock		Cung cấp véc tơ thời gian
02	Constant		Tạo hằng số không phụ thuộc thời gian
03	Sum		Cộng hoặc trừ tín hiệu đầu vào
04	Gain		Khuếch đại tín hiệu đầu vào
05	Integrator		Tính tích phân
06	Fcn		Định nghĩa hàm theo người dùng
07	Display		Hiển thị giá trị mô phỏng
08	Scope		Hiển thị tín hiệu của quá trình mô phỏng dưới dạng đồ thị

09 To Workspace

Gửi số liệu tới môi trường Matlab

Bảng 2.3 diễn giải một số khối trên mô hình mô phỏng để quan sát đáp ứng cũng như xuất dữ liệu để khảo sát.

Bảng 2.3: Diễn giải các khối quan sát đáp ứng

		t (s) 	
		 v (m/s)	
		Me (Nm) 	
		 M23 (Nm)	
		US xoan (Mpa) 	

ngang trực các đấng

a

Như vậy, ở chương 2 học viên đã trình bày được phương pháp đánh giá độ bền mỏi trực các đấng và mô hình mô phỏng HTTL. Từ đó, chạy mô phỏng sẽ cho ra các dữ liệu cần thiết để tính toán.

Chương 3: TÍNH TOÁN ĐỘ BỀN MỖI TRÊN TRỤC CÁC ĐĂNG

Trên cơ sở lý thuyết chương 2, học viên thực hiện tính bền mỗi trục các đẳng ở chế độ mô men lớn nhất trên đường đặc tính ngoài $M_e = M_{e\max}$ và hai trường hợp giá trị mô men đạt $0,92 M_{e\max}$ và $0,82 M_{e\max}$.

3.1 Các thông số tính toán

a. Thông số cơ bản xe VEAM 533603 (4 x 2R)

[illegible]

4. Trục các đẳng chính

- | | | |
|-----|------------------------------|-------------------------|
| 4.1 | Kiểu loại | Các đặng không đồng tốc |
| 4.2 | Đường kính ngoài / Chiều dày | mm 102/4 |
| 4.3 | Vật liệu | Steel 20 GOST 1050-88 |

b. Vật liệu trục các đăng tính toán

Vật liệu các đăng sử dụng trên xe VEAM-533606 là thép các bon kết cấu Steel 20 GOST 1050-88 (mác thép theo TCVN là C20) có các thông số theo bảng 3.2 và bảng 3.3.

Bảng 3.2: Hàm lượng các nguyên tố_Thép C20

Hàm lượng của các nguyên tố, %						
Cacbon	Silic	Mangan	Phot-pho	Lưu huỳnh	Crom	
			Niken			
				Không lớn hơn		
0,17÷0,24	0,17÷0,37	0,35÷0,65	0,040	0,040	0,25	0,25

Bảng 3.3: Một số chỉ tiêu cơ tính_Thép C20				
Giới hạn	Giới hạn bền	Ứng suất cắt	Mô đun đàn hồi	Khối lượng
chảy	(S _u)			ng
(S _y)				riên
				g
Mpa Không nhỏ hơn			Gpa	Kg/m3
245	410	600	210	7850

c. Thông số sử dụng trong mô hình mô phỏng

Các số liệu tính toán được lấy theo bảng 3.1, trong đó: M _{emax} = 882Nm; G _a =				
165000N; S _a = 5,9 m ² , r _b = 0,51 m; = 0,02; φ = 0,8.				
Bảng 3.4: Thông số sử dụng tính toán trong mô hình mô phỏng				

Mô men quán tính (kg·m²)

Hệ số cản (Nm.s/rad)

I_1	I_2	I_3	I_4	I_5	e_{23}	e_{34}	r_{23}	r_{34}
2,5	0,26	3,18	0,08	373,7	$6,74.10^{-5}$	$1,58.10^{-5}$	13,83	73,92

3.2 Xác định mô men và ứng suất xoắn trên trục các đăng

Chạy mô phỏng Matlab- Simulink với các số liệu trên, tương ứng với từng chế độ tính toán (giá trị mô men trung bình M_0 trong công thức 2.16) và thay đổi tỷ số truyền hộp số (i_h) ta nhận được đồ thị biến thiên mô men xoắn và biến thiên ứng suất.

Để có dữ liệu so sánh, học viên khảo sát ở 3 chế độ làm việc của động cơ:

- Chế độ a: $M_{\max} = 882 \text{ Nm}$.
- C
- h
- 3.2.1 ế
- đ
- ộ
- b
- :
- M
- e
- 0
- ,
- 9
- .
- M
- e
- m
- a
- x
- =
- 8
- 0
- 0
- N
- m

$$C_{hx} = \frac{72}{23Nm} \cdot C_{he} = 0,82$$

Khi đó, giá trị M_0 ở công thức 2.16 là 882 Nm.

a. Tay số 1, $i_h=7,30$

Ở tay số này, mô men trên trục các đăng do mô men kích thích gây nên có giá trị lớn nhất.

M
N
E
)

Hình 3.1: Biến thiên mô men trên trục các đăng ở tay số 1

Kết quả (Hình 3.1) cho thấy, mô men xoắn dao động xung quanh giá trị trung bình $=6443$ Nm với giá trị cực đại là 6683 Nm,



Ứng suất trên trục các đặng có quy luật biến thiên tương tự như mô men xoắn (Hình 3.2) và dao động xung quanh giá trị trung bình $m = 110,9 \text{ Mpa}$ với giá trị cực đại là $115,1 \text{ MPa}$, cực tiểu là $106,7 \text{ Mpa}$.



t (s)

Hình 3.2: Biến thiên ứng suất trên trục các đăng ở tay số 1

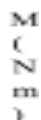
b. Tay số 2, $i_h=4,86$

Ở tay số

2 cho thấy, mô men xoắn dao động xung quanh giá trị

M_{23}

=4289 Nm với giá trị cực đại là 4564 Nm, cực tiểu là 4010 Nm (Hình 3.3).

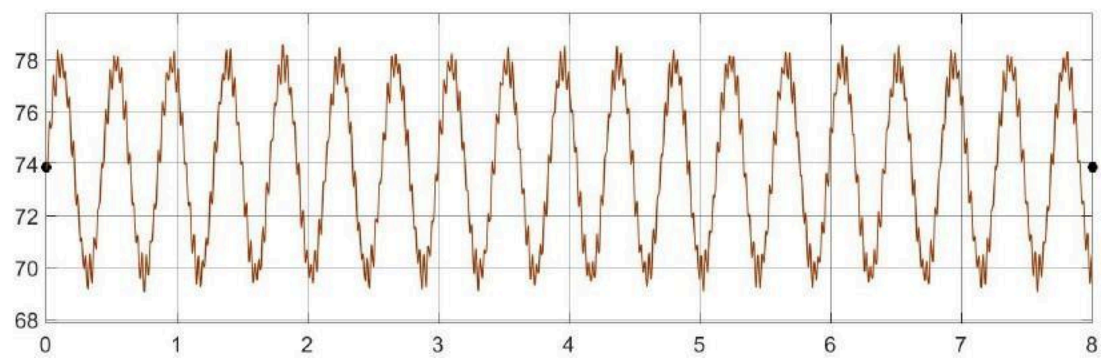
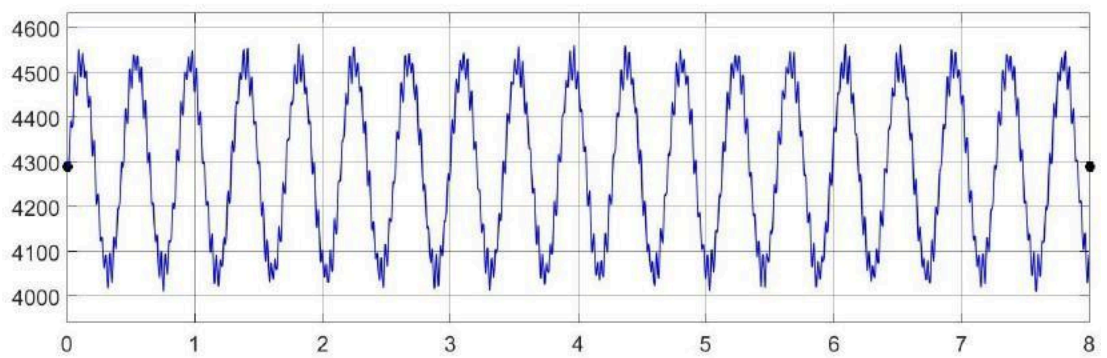
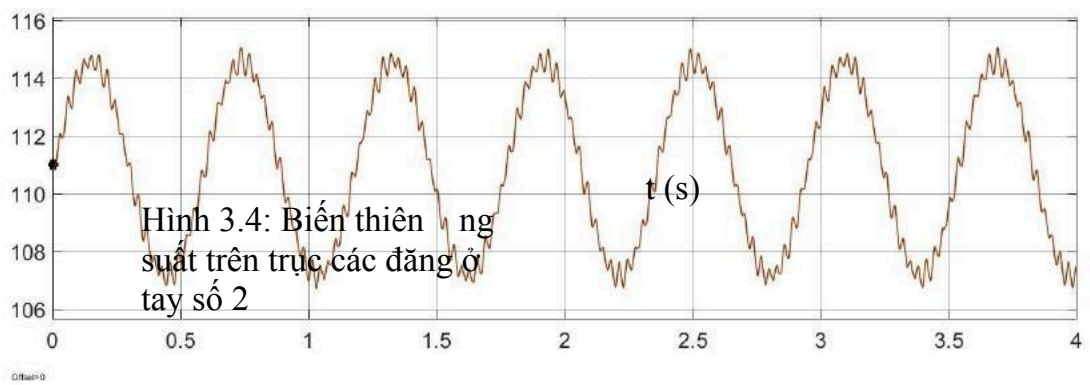


t (s)

Hình 3.3: Biến thiên mô men trên trục các đăng ở tay số 2

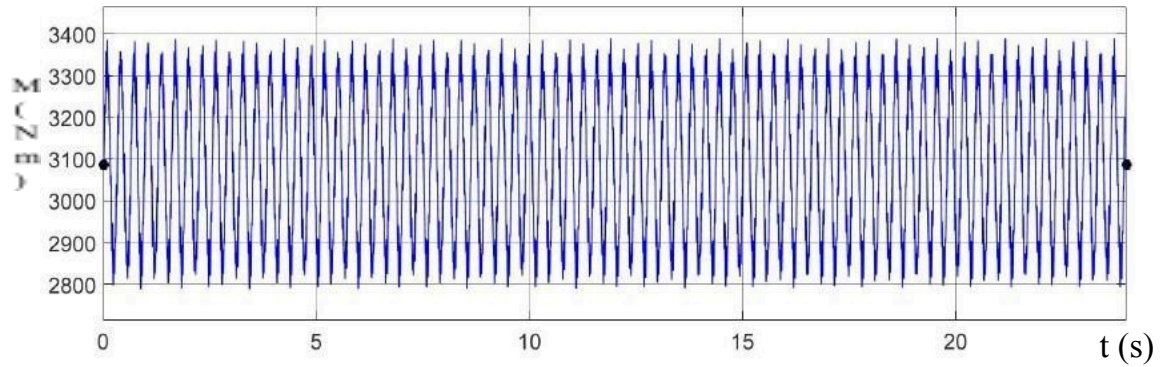
Tương ứng với quy luật biến thiên của mô men, ứng suất trên trục các đăng (Hình 3.5) dao động ở mức cực trị thấp hơn tay số 1. Giá trị trung bình $\sigma_m=73,85$ Mpa với giá trị cực đại là 78,59 MPa, cực tiểu là 69,04 Mpa.



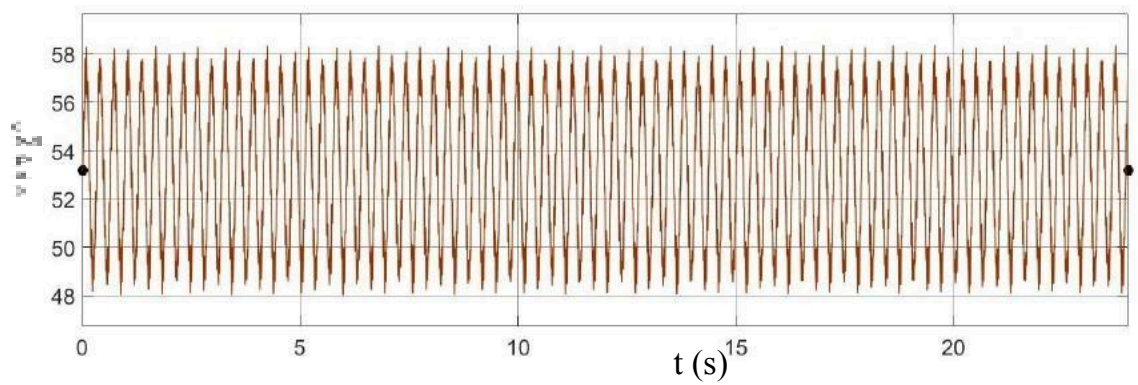


c. Tay số 3, $i_h=3,50$

Thay tỷ số truyền $i_h=i_{h3}$ và chạy mô phỏng, ta thu được biểu đồ biến thiên mô men và ứng suất trên trục các đăng: Hình 3.5 và Hình 3.6



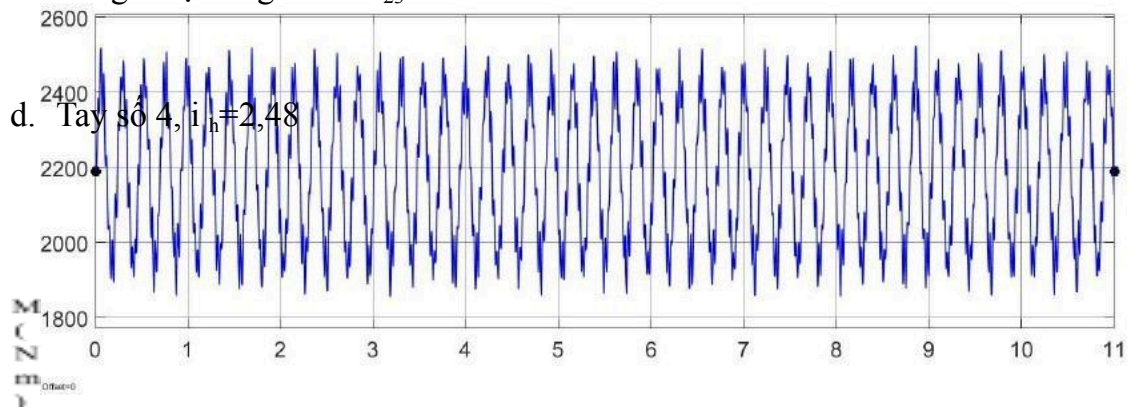
Hình 3.5: Biến thiên mô men trên trục các đăng ở tay số 3



Hình 3.6: Biến thiên ứng suất trên trục các đăng ở tay số 3

Các giá trị trung bình $M_{23}=3087 \text{ Nm}$ và $\sigma_m=53,16 \text{ Mpa}$.

d. Tay số 4, $i_h=2,48$



Hình 3.7: Biến thiên mô men trên trục các đăng ở tay số 4

$t \text{ (s)}$



t (s)

Hình 3.8: Biến thiên ứng suất trên trục các đăng ở tay số 4

Kết quả mô phỏng thu được thể hiện trên hình 3.8 và 3.9. Giá trị trung bình thu được: $M_{23} = 2189 \text{ Nm}$, $\sigma_m = 37,69 \text{ Mpa}$.

Tương tự như vậy, ta thu được giá trị mô men và ứng suất trên trục các đăng cho tất cả các tay số còn lại. Kết quả khảo sát cho thấy khi xe chạy ở các tay số càng cao (tỷ số truyền càng thấp - tốc độ quay càng cao) thì giá trị mô men xoắn / ứng suất trung bình tác động lên trục các đăng càng giảm nhưng biên độ giao động lại tăng.

Kết quả thể hiện trên bảng 3.5.

Bảng 3.5: Mô men và ứng suất trên trục các đăng ở chế độ a

Tay số

i_h

M_{max}

M_{min}

M_m

max

min

m

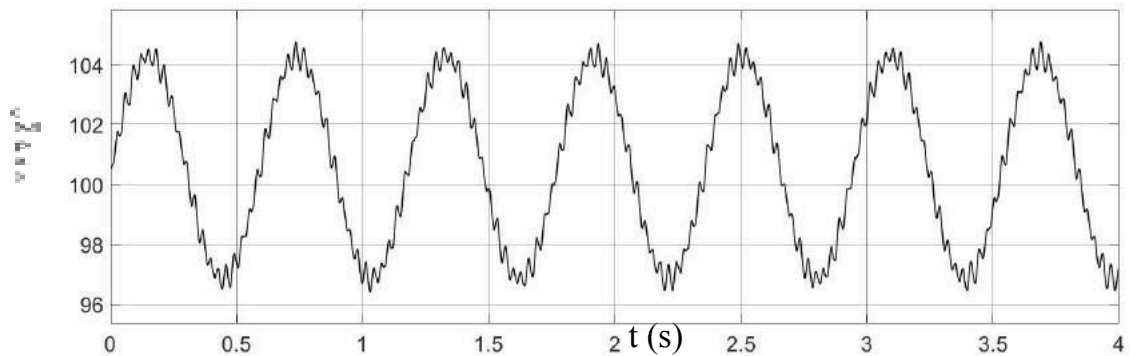
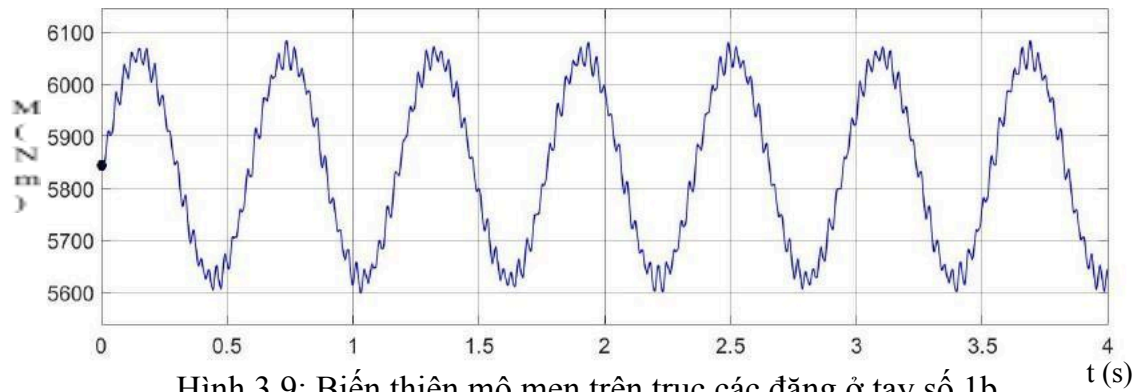
a

1 st	2 nd	3 rd	4 th	5 th	6 th	7 th	8 th
7.30	4.86	3.50	2.48	2.09	1.39	1.00	0.71
6683.0	4564.0	3390.0	2524.0	2200.0	1649.0	1405.0	1370.0
6197.0	4010.0	2788.0	1855.0	1492.0	807.3	368.4	-102.0
6443.0	4289.0	3087.0	2190.0	1845.0	1227.0	882.9	626.7
115.1	78.6	58.4	43.5	37.9	28.4	24.2	23.6
106.7	69.0	48.0	31.9	25.7	13.9	6.3	-1.8
110.9	73.9	53.2	37.7	31.8	21.1	15.2	10.8
4.2	4.8	5.2	5.8	6.1	7.2	8.9	12.7

3.2.2 Chế độ b

Khi đó, giá trị $M_0 = 800 \text{ Nm}$.

Với cách làm tương tự mục 3.2.1 ta có các giá trị mô men và ứng suất tương ứng thu được trên bảng 3.6.



Bảng 3.6: Mô men và ứng suất trên trục các đăng ở chế độ b								
Tay số	i	M_{max}	M_{min}					
		M^m						
	max	min	m					
				a				

3.2.3 Chế độ c

Khi đó, giá trị $M_0 = 723 \text{ Nm}$. Số liệu thu được thể hiện trên bảng 3.7

Bảng 3.7: Mô men và ứng suất trên trục các đăng ở chế độ c

1 st	2 nd	3 rd	4 th	5 th	6 th	7 th	8 th		
7,30	4,86	3,50	2,48	2,09	1,39	1,00	0,71		
6084,0	4165,0	3102,0	2321,0	2029,0	1535,0	1323,0	1311,0		
5598,0	3611,0	2501,0	1651,0	1321,0	696,2	288,2	-106,2		
5844,0	3890,0	2800,0	1985,0	1675,0	1112,0	800,7	568,4		
104,8	71,7	53,4	40,0	34,9	26,4	22,8	22,6		
96,4	62,2	43,1	28,4	22,8	12,0	5,0	-2,8		
100,6	67,0	48,2	34,2	28,8	19,2	13,8	9,8		
4,2	4,8	5,2	5,8	6,1	7,2	8,9	12,7		

Tay số

i_h

$M_{\max}$

$M_{\min}$

M_m

$\sigma_{\max}$

$\sigma_{\min}$

σ_m

σ_a

Các số liệu trong các bảng 3.5, 3.6, 3.7 được sử dụng để tính bền mỗi trục các đăng ở các trường hợp khảo sát.

3.3 Kiểm tra bền xoắn trục các đăng

Trục các đăng được tính bền theo xoắn. Ứng suất xoắn dưới tác dụng của mô men tính toán M_t và mô men động cực đại M_j :

$$\sigma_x = \frac{M_t}{W_x} \text{ và}$$

W_x

$$M_j \leq \frac{\sigma_{\text{max}}}{\sigma} W \quad D^4 - d^4$$

+ Với điều kiện bền: ≤ 250 Mpa.

+ W_x là mô men chống xoắn của tiết diện trục: $W_x = \frac{\pi}{16} D^3$

Thông số các đăng (bảng 3.1): $D=102\text{mm}$, $d=94\text{mm} \Rightarrow W_x=58,07 \times 10^{-6} \text{ m}^3$

- Tính bền theo mô men tính toán

M_t là mô men tính theo tỷ số truyền của hộp số:

$$M_t = M_{em} \times i_h = 882 \times 7,30 = 6438.6 \text{ Nm}$$

- Với $S_{10^3} = S_f = 295 \text{ Mpa}$ và $S_{10^7} = S_n = 50 \text{ Mpa}$, tính bậc đường cong mỏi (m) theo

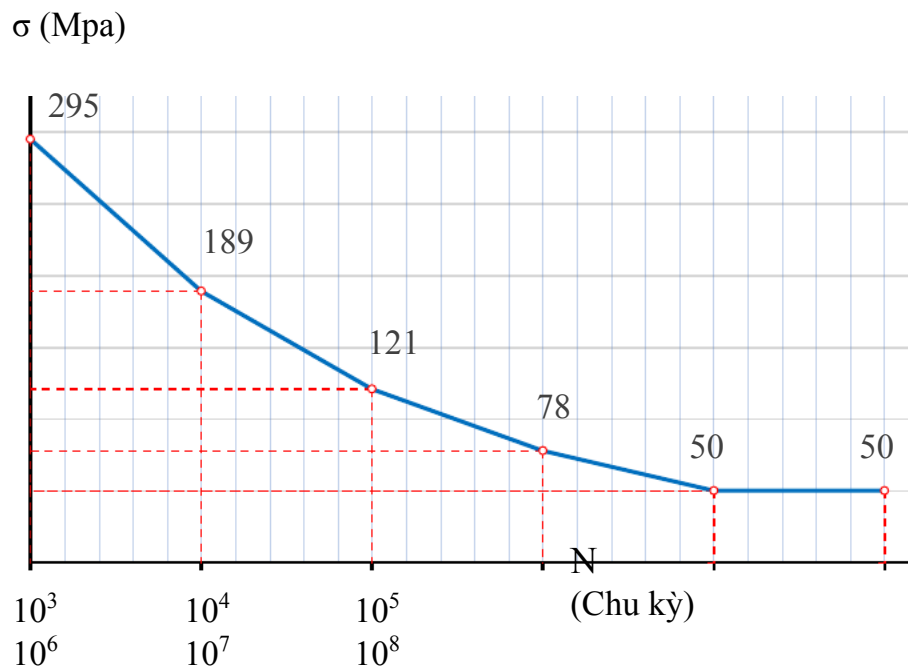
$$\text{công thức } m = \frac{\log N_2 - \log N_1}{\log S_1 - \log S_2} = \frac{\log 10^7 - \log 10^3}{\log 295 - \log 50} = 5.1891$$

$$N_i = \frac{m}{N_1} \left(\frac{S_i}{S_1} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (3.1)$$

- Chu kỳ
bền mỏi:

$i \quad i$

- Số liệu tính toán tại các chu kỳ đặc biệt được thể hiện trên đồ thị S-N tại các giá trị N_i : $10^4, 10^5, 10^6$ (Hình 3.12).
- Từ đồ thị S-N với hệ trục lôgarít, khi biết giá trị ứng suất gây mỏi, người ta xác định được số chu kỳ gây hỏng tương ứng. Trong lập trình tính toán, ta có thể sử dụng công thức 3.1 để tính số chu kỳ gây hỏng hoặc ngược lại.



Hình 3.11: Đường cong mỏi đối với vật liệu C20

3.4.2 Thời gian sử dụng các tay số

		Tay số	Bảng 3.8: Phân bố thời gian làm việc ở các tay số		
No. 1 st					
2 nd 3 rd 4 th 5 th					
6 th 7 th					
8 th					

Thực tế, tỷ lệ thời gian làm việc ở các tay số phụ thuộc vào loại xe và điều kiện sử dụng. Đối với ô tô VEAM 533603 là ô tô tải có 8 tay số, phân bố thời gian sử dụng ở các tay số được lấy tham khảo theo bảng 2.1 và công thức tính toán 2.12 cho ta thời gian sử dụng (khảo sát) ở các tay số trong trường hợp động cơ làm việc ở chế độ mô men xoắn cực đại (M_M) trên quãng đường cơ sở chọn là 10000 m- Bảng 3.8.

3.4.3 Tính bền trực các đăng trong trường hợp a

Với số liệu ứng suất xoắn tổng hợp ở bảng 3.5 kết hợp với thời gian khảo sát theo bảng 3.8 ta có bảng tổng hợp số liệu tính toán trong trường hợp động cơ làm việc ở chế độ mô men cực đại $M_{\max} = 882 \text{ Nm}$ theo bảng 3.9

Bảng 3.9: Bảng tính số chu kỳ gây hư hỏng a

	Vận tốc	Thời gian sử dụng		$\sigma_m (\text{Mpa})$ N_i	$\sigma_a (\text{Mpa})$	n_i
	(m/s)	(s)	(%)			
7,30	1,90	4,0	0,5			
4,86	2,80	8,0	1			
3,50	4,00	24,0	3			
2,48	5,50	44,0	5,5			
2,09	6,50	80,0	10			
1,39	9,80	120,0	15			
1,00	13,60	360,0	45			
0,71	19,00	160,0	20			
Tổng		800	100			
Tay số	$t \text{ (s)}$	$t_{\max}$				

Ứng suất xoắn lớn nhất ở các tay số: 4th ÷ 8th nhỏ hơn ứng suất $S_n = 50 \text{ Mpa}$, do đó khi chạy xe ở các tay số này thì khả năng hỏng các đăng do mỏi là không xảy ra
 - Ứng suất xoắn nhỏ hơn giá trị độ bền dài hạn của vật liệu.

- Tính tổng hư hại theo quy tắc cộng tác dụng Palmgren – Miner

Tại các tay số 1st, 2nd và 3rd có xuất hiện chu kỳ gây hỏng do mỏi, ta có tổng hư hại do tất cả các mức ứng suất gây hỏng ở các tay số này là:

$$c = \frac{19}{0,956 \cdot 10^6} + \frac{75}{4,467 \cdot 10^6} = 89,70 \cdot 10^{-6}$$

- Số chu kỳ gây hỏng do mỗi:

$$N = \frac{1}{89,70 \cdot 10^{-6}} = 0,11 \cdot 10^5 \text{ (Chu kỳ)}$$

		(N)
1	4	11
2	8	78
3	24	58
4	44	42
5	80	37

- Tuổi thọ các đăng: $S = N = 110 \cdot 10^3 \text{ Km}$

Vậy, với các giả định của bài toán. Trong trường hợp động cơ hoạt động ổn định với công suất max $M_M = 882 \text{ Nm}$ tại số vòng tua $n_N = 1300 \text{ vg/ph}$ thì độ bền mỗi trục các đăng là $S = 110 \times 10^3 \text{ km}$.

3.4.4 Tính bền mỗi trục các đăng ở mức $M_e = 0,9 \cdot M_{e\max}$

Tương tự như trên, kết quả tính toán với mô men $M = 0,9 M_{e\max} = 800 \text{ Nm}$ được tổng hợp trong bảng 3.9.

Bảng 3.10: Bảng tính số chu kỳ gây hư hỏng b

Tay số	t (s)	max	m	a (Mpa)	n i	Ni
--------	-------	-----	---	---------	-----	----

Tính tương tự như trên, ta có được kết quả tính bền mỗi trục các răng khi giá trị mô men động cơ đạt 90% $M_{\max} = 800 \text{ Nm}$ tại số vòng tua $n_N = 1300 \text{ vg/ph}$ thì độ bền mỗi của trục các răng là $S = 180 \times 10^3 \text{ km}$.

3.4.5 Tính bền mỏi trục các đăng ở mức $M_e=0,82 \cdot M_{emax}$

Khi khảo sát ở mô men $M_e=0,82M_{emax}=723 \text{ Nm}$ ta có số liệu tổng hợp ở bảng 3.9.

							g c
							10^6
							10^6
							-
							-
5	80	32,16	26,04	6,09	410		-

Tính tương tự như trên, ta có được kết quả tính bền mỏi trục các đăng khi giá trị mô men động cơ đạt 82% $M_{emax} = 723 \text{ Nm}$ tại số vòng tua $n_N = 1300 \text{ vg/ph}$ thì độ bền của trục các đăng là $S = 366 \times 10^3 \text{ km}$.

Nhận xét:

- Kết quả tính toán dựa trên giả thiết trục các đăng luôn chịu một mức mô men đã định_Cụ thể:
 - + Khi động cơ đạt giá trị $M_{emax} = 882 \text{ Nm}$ độ bền mỗi $111 \times 10^3 \text{ km}$.
 - + Khảo sát ở giá trị 0,9. $M_{emax} = 800 \text{ Nm}$ độ bền mỗi $180 \times 10^3 \text{ km}$.
 - + Khảo sát ở giá trị 0,82. $M_{emax} = 723 \text{ Nm}$ độ bền mỗi $366 \times 10^3 \text{ km}$.

cho thấy tuổi thọ của chi tiết phụ thuộc rất nhiều vào điều kiện sử dụng – vận hành của xe.

KẾT LUẬN

Đánh giá độ bền mỏi và tuổi thọ của các chi tiết trong HTTL của ô tô vẫn đang là một bài toán khó đối với các nhà thiết kế. Thông thường, để làm việc này, người ta phải dựa trên một số lượng rất lớn các số liệu thực nghiệm. Luận văn sử dụng phương pháp nghiên cứu lý thuyết và thực hiện được các nội dung như sau:

- Luận văn đã nghiên cứu phương pháp đánh giá độ bền mỏi và trình bày một phương pháp đánh giá độ bền mỏi của trục các đăng.
- Sử dụng phần mềm Matlab- Simulink mô phỏng hệ thống truyền lực, từ đó xuất ra dữ liệu để đánh giá độ bền mỏi các đăng.
- Đánh giá độ bền mỏi của trục các đăng ở chế độ mô men cực đại và ở chế độ mô men $0,9 M_{\text{emax}}$ và $0,82 M_{\text{emax}}$.
- Với các giả thiết đặt ra, kết quả đánh giá độ bền mỏi của trục các đăng như sau:
 - + Khi động làm việc ở chế độ $M_{\text{emax}} = 882 \text{ Nm}$
 - độ bền mỏi $111 \times 10^3 \text{ km}$.
 - độ bền mỏi $180 \times 10^3 \text{ km}$.
 - + Khảo sát ở giá trị $0,9. M_{\text{emax}} = 800 \text{ Nm}$
 - độ bền mỏi $366 \times 10^3 \text{ km}$.
 - + Khảo sát ở giá trị $0,82. M_{\text{emax}} = 723 \text{ Nm}$

Đây mới chỉ là một số kết quả bước đầu, thể hiện khả năng giải bài toán bền mỏi với sự hỗ trợ của máy tính. Nếu được tiếp tục nghiên cứu hoàn thiện, phương pháp này có thể được ứng dụng để đánh giá tuổi thọ của các chi tiết trong HTTL của ô tô với chi phí về thời gian và tài chính ít hơn so với việc thực hiện các thí nghiệm để thu thập số liệu.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

I. TÀI LIỆU TIẾNG VIỆT

1. Vũ Minh Diễn (2011), “Xây dựng mô hình dao động xoắn hệ thống truyền lực ô tô tải loại trung bình”. Luận văn thạc sĩ, ĐHBK Hà Nội.
2. Trần Phúc Hòa (2016), “Nghiên cứu độ bền cụm cầu sau xe tải được chế tạo tại Việt Nam”. Luận án Tiến Sĩ, Trường Đại Học Bách Khoa Hà Nội, 2016.
3. Vũ Văn Nhân (2017), “Nghiên cứu đánh giá độ bền lâu của dầm cầu trước ô tô tải”. Luận văn thạc sĩ, ĐHBK Hà Nội.
4. Đỗ Giao Tiến (2016), “Nghiên cứu tải trọng động cho thiết kế hệ thống truyền lực ô tô tải thông dụng sản xuất tại Việt Nam”. Luận án tiến sĩ, ĐHBK Hà Nội.
5. Phạm Lê Tiến (2011), “Nghiên cứu đánh giá độ bền mỏi và tuổi thọ mỏi của khung giá chuyển hướng và trục bánh xe đầu máy D19E vận dụng trên đường sắt Việt Nam”. Luận án tiến sĩ kỹ thuật, Trường ĐH Giao thông vận tải.
6. Lê Toàn Thắng (2012), “Mô phỏng và tính toán động lực học hệ thống truyền lực ô tô tải nhỏ thiết kế, chế tạo tại Việt Nam”. Luận văn thạc sĩ, ĐHBK Hà Nội.
7. Vũ Văn Thuyết (2006), “Xây dựng phương pháp xác định các chế độ tải trọng phục vụ cho việc đánh giá độ bền HTTL của ô tô tải sản xuất tại VN”. Luận văn thạc sĩ, ĐHBK Hà Nội.
8. Nguyễn Năng Thắng, Đào Trọng Thắng, Lại Văn Định (2005), “Khảo sát dao động xoắn của trục dưới tác dụng tổng hợp của mô men điều hòa các cấp”. Hội nghị khoa học lần thứ 20 - Đại Học Bách Khoa Hà Nội.
9. Vũ Tuấn Đạt (2015), “Dự báo tuổi thọ độ bền mỏi cho khung ô tô tải CL-KC9650D2”. Tạp chí khoa học & Công Nghệ trường Đại học công nghiệp Hà Nội, số 27, 04/2015.

II. TÀI LIỆU NƯỚC NGOÀI

10. R. Budynas, and K.J. Nisbett, “Shigley's Mechanical Engineering Design”, 9th Edition, McGraw-Hill, New York, 2013.
11. Aparajita P. Ray, Dr. R. R. Arakerimath: “Design Analysis and Shape Optimization of Front Axle of Automotive Truck”. International Journal of Engineering and Management Research (IJEMR). ICROME-2015. Page Number: 54-58.
12. Giancarlo Genta, Lorenzo Morello, The Automotive Chassis. Engineering Principles, Vol. 1: Components Design, Vol. 2: System Design. Springer, 2009.
13. Harald Naunheimer, Bernd Bertsche, Joachim Ryborz, Wolfgang Novak: “Automotive Transmissions, Fundamentals, Selection, Design and Application”. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1994, 2011.
14. Reza N. Jazar, Vehicle Dynamics: Theory and Applications. Springer, 2008.
15. ROBERT C. JUVINALL , KURT M. MARSHEK : “Fundamentals of Machine Component Design”. Fifth Edition (2012), John Wiley & Sons, Inc.
16. А.И.Гришкевич: Автомобили: Конструкция, конструирование и расчёт. Трансмиссия. Минск, Высшейшая школа, 1985.

PHỤ LỤC: Thông số chương trình Matlab-Simulink

clear all

%I. TÍNH MÔ MEN ĐỘNG CƠ

Mem=0.882; % KN.m

nem=1300; % v/ph; 1300_tại momen max trên đường đặc tính

ngoài Omg0=nem*pi/30;

I1=2.5;% Kg.m²

I2=0.26;% Kg.m²

I3=3.18;% Kg.m²

I4=0.08;% Kg.m²

I5=373.7;% Kg.m²

e23=6.74e-5;%e-5;

rad/Nm e34=1.58e-5;%

rad/Nm r23=13.83;%

Nm.s/rad r34=73.92;%

Nm.s/rad Ga=165000;% N

Sa=5.9;% m²

rb=0.51;% m; Lop: 11.00R20

phi=0.8;% He số bám

kxi=0.02;% He số cản

lan ih1=7.30;

ih2=4.86;

ih3=3.50;

ih4=2.48;

ih5=2.09;

ih6=1.39;

ih7=1.00;

ih8=0.71;

ih=10.46;

i0=5.33;

Mkxi=(kxi*Ga*rb)/i0;

ih=ih1; %THAY DOI TAY SO !

Omg=Omg0/(i0*ih);

Mt=Mem*1000*ih; % Momen tinh toan-theo ty so truyen ih

%II. TINH MOMEN CHONG XOAN CAC DANG

Dcd=102e-3;%m

dcd=94e-3;%m

Wx=pi*(Dcd^4-dcd^4)/(16*Dcd);%m3

%III. TINH TOAN Si - Ni THEO VAT LIEU C20

Cl=0.58; %Tai trong xoan thuan tuy.

Cg=0.8; %Kich thuoc (D=102).

Cs=0.7; %Thép can nong_Trang 323; 1 Ksi= 6.9 Mpa_The-Fundamentals-of-Machine-Component

Ct=1; %<=840oF

Cr=0.753; %(99,9%)_Trang 325_The-Fundamentals-of-Machine-Component-Design-by-Juvinall-and-Marshek.

Su=410;%Mpa Gioi han ben THEP

C20 Sy=245;%Mpa Gioi han chay C20

Sni=0.5*Su;%S'n

Sn=round(Sni*Cl*Cg*Cs*Ct*Cr);

Sf=round(0.9*0.8*Su);

m=(log(1e7)-log(1e3))/(log(Sf)-log(Sn));%Tinh bac cua duong cong moi

%IV. KIEM TRA CAC DIEM DAC

BIET S103=Sf;

S104=exp(log(power(Sf,m)*1e3/1e4)/m);%Tinh ung suat tai

N0=1e4 S105=exp(log(power(Sf,m)*1e3/1e5)/m);%Tinh ung suat

tai N0=1e5 S106=exp(log(power(Sf,m)*1e3/1e6)/m);%Tinh ung

suat tai N0=1e6

```

S107=Sn;
S108=Sn;
%V. TINH TUOI THO
%xma=input('Nhap so luong tay so can khao sat: ')
xma1=115.1; % Tinh cho truong hop Me=Memax
xma2=78.59;
xma3=58.37;
N1=1e3*(Sf/xma1)^m; % So chu ky gay hong o muc ung suat 1_tay so 1
N2=1e3*(Sf/xma2)^m; % So chu ky gay hong o muc ung suat 2_tay so 2
N3=1e3*(Sf/xma3)^m; % So chu ky gay hong o muc ung suat 3_tay so 3
c=7/N1+19/N2+75/N3;% Tong hu hai o tat ca cac muc ung suat
Ncycle=1/c; % So chu ky gay moi
Skm=10*Ncycle; % Tuoi tho cac
dang fprintf('\n')
fprintf('So chu ky gay hong do moi o muc Us1: %d\n',N1) fprintf('So chu ky gay hong do moi o muc Us2: %d\n',N2) fprintf('So chu ky gay hong do moi o muc Us3: %d\n',N3) fprintf('Tong hu hai o cac tay so c= %d\n',c)
fprintf('Tuoi tho cac dang la S= %d',Skm)
fprintf(' (Km)\n')

```

THÔNG TIN HỎI ĐÁP:

 Bạn còn nhiều thắc mắc hoặc muốn tìm kiếm thêm nhiều tài liệu luận văn mới mẻ khác của Trung tâm [Best4Team](#) ,
 Liên hệ [dịch vụ viết thuê luận văn](#)
 Hoặc qua SĐT Zalo: 091.552.1220 hoặc email: best4team.com@gmail.com để hỗ trợ ngay nhé!