**BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO** **BỘ NÔNG NGHIỆP VÀ PTNT**

**TRƯỜNG ĐẠI HỌC LÂM NGHIỆP**

**LÊ HOÀNG ANH**

# NGHIÊN CỨU NÂNG CAO CHẤT LƯỢNG ĐỘNG LỰC HỌC CƠ CẤU VI SAI CẦU XE TẢI NHỎ SỬ DỤNG TRONG NÔNG LÂM NGHIỆP

**LUẬN ÁN TIẾN SĨ KỸ THUẬT**

**HÀ NỘI – 2017**

**BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO** **BỘ NÔNG NGHIỆP VÀ PTNT**

**TRƯỜNG ĐẠI HỌC LÂM NGHIỆP**

**LÊ HOÀNG ANH**

# NGHIÊN CỨU NÂNG CAO CHẤT LƯỢNG ĐỘNG LỰC HỌC CƠ CẤU VI SAI CẦU XE TẢI NHỎ SỬ DỤNG TRONG NÔNG LÂM NGHIỆP

**Chuyên ngành: Kỹ thuật cơ khí**

**Mã số: 62520103**

## LUẬN ÁN TIẾN SĨ KỸ THUẬT CƠ KHÍ

**NGƯỜI HƯỚNG DẪN KHOA HỌC:**

**1. PGS.TS Nguyễn Thanh Quang**

**2. PGS.TS Hoàng Việt**

**HÀ NỘI – 2017**

# LỜI CAM ĐOAN

Tôi xin cam đoan đây là công trình nghiên cứu của riêng tôi. Các kết quả nghiên cứu được trình bày trong luận án là trung thực, khách quan và chưa từng công bố ở bất cứ công trình nào khác.

Tôi xin cam đoan rằng mọi sự giúp đỡ cho việc thực hiện luận án đã được cám ơn. Các thông tin trích dẫn trong luận án này đều được chỉ rõ nguồn gốc.

*Hà Nội, ngày  tháng 7  năm 2017*

**Tác giả luận án**

**Lê Hoàng Anh**

# LỜI CẢM ƠN

Lời đầu tiên, tôi xin gửi lời cảm ơn chân thành và sâu sắc nhất tới người hướng dẫn khoa học: PGS.TS. Nguyễn Thanh Quang và PGS.TS. Hoàng Việt đã tận tình hướng dẫn, chỉ bảo, định hướng và giúp đỡ tôi trong suốt quá trình thực hiện luận án này với sự tận tâm, trách nhiệm, sáng suốt và khoa học.

Xin trân trọng gửi lời cám ơn đến các thầy cô, cán bộ của khoa Cơ điện và Công trình, phòng Đào tạo sau đại học trường Đại Học Lâm Nghiệp Việt Nam đã có những góp ý, hỗ trợ rất thiết thực trong suốt quá trình tôi thực hiện luận án.

Xin chân thành cám ơn quí thầy trong ban giám hiệu, cũng như các thầy trong khoa Cơ khí chế tạo máy trường Đại Học Sư Phạm Kỹ Thuật Vĩnh Long đã tạo điều kiện, ủng hộ, giúp đỡ tôi về mọi mặt trong suốt quá trình tôi đi học Nghiên cứu sinh.

Tôi rất cảm ơn và trân trọng sự hợp tác, hỗ trợ của Nhà máy cơ khí Cổ loa, Công ty cổ phần Công nghệ Ô tô Việt Nam, Trung tâm thí nghiệm thực hành Trường Đại Học Lâm Nghiệp, tạo điều kiện về phương tiện và trang thiết bị thí nghiệm góp phần hoàn thành luận án.

Xin cám ơn các nhà khoa học, các bạn bè đồng nghiệp vì sự giúp đỡ thiết thực cho luận án

Xin gửi lời tri ân sấu sắc đặc biệt tới gia đình tôi, những người đã luôn bên cạnh tôi, chia sẽ những khó khăn và là động lực để tôi hoàn thành luận án.

*Hà nội, ngày  tháng 7  năm 2017*

**Nghiên cứu sinh**

**Lê Hoàng Anh**

# MỤC LỤC

**Trang**

Trang phụ bìa
LỜI CAM ĐOAN ..... i
LỜI CẢM ƠN ..... ii
MỤC LỤC ..... iii
DANH MỤC CÁC KÝ HIỆU VÀ CHỮ VIẾT TẮT ..... vii
DANH MỤC CÁC BẢNG ..... xi
DANH MỤC CÁC HÌNH ..... xii
MỞ ĐẦU ..... 1
1. Tính cấp thiết của vấn đề nghiên cứu ..... 1
2. Mục tiêu nghiên cứu ..... 2
3. Đối tượng nghiên cứu ..... 2
4. Phạm vi nghiên cứu ..... 2
5. Nội dung nghiên cứu ..... 3
Chương 1 TỔNG QUAN ..... 6
1.1. Tổng quan về phạm vi hoạt động của xe tải nhỏ ..... 6
1.2. Bộ vi sai cầu sau ô tô tải nhỏ nghiên cứu ..... 7
1.2.1. Cấu tạo vi sai ô tô tải nhỏ ..... 7
1.2.2. Các loại vi sai thường gặp ..... 9
1.3. Tổng quan về đường ô tô lâm nghiệp ..... 15
1.3.1. Các loại đường ô tô lâm nghiệp ..... 15
1.3.2. Yêu cầu kỹ thuật của đường ô tô lâm nghiệp ..... 16
1.3.3. Quy định đối với nền đường của đường ô tô lâm nghiệp ..... 16
1.4. Tổng quan về đường ô tô giao thông nông thôn ..... 17
1.4.1. Các cấp kỹ thuật của đường ô tô nông thôn ..... 17
1.4.2. Yêu cầu kỹ thuật của đường ô tô nông nghiệp ..... 18

1.4.3. Quy định đối với mặt đường của đường ô tô nông nghiệp ..... 18
1.5. Đặc trưng đường Nông - lâm nghiệp ảnh hưởng đến hoạt động của vi sai ..... 19
1.6. Tổng quan về các công trình nghiên cứu trong nước và trên thế giới ..... 22
1.6.1. Các công trình đã nghiên cứu trên thế giới ..... 22
1.6.2. Các công trình đã nghiên cứu trong nước ..... 24
Kết luận chương 1 ..... 27
Chương 2 XÂY DỰNG MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC VI SAI CẦU XE TẢI NHỎ ..... 29
2.1. Mô hình cơ cấu vi sai cầu sau xe tải nhỏ ..... 29
2.2. Phân tích lực tác dụng lên các chi tiết cơ cấu vi sai ..... 30
2.2.1. Lực tác dụng trên bánh răng chủ động ..... 30
2.2.2. Lực tác dụng trên bánh răng bị động ..... 30
2.2.3. Lực tác dụng trên bánh răng hành tinh ..... 31
2.2.4. Lực tác dụng trên bánh răng bán trục ..... 32
2.3. Xây dựng hệ phương trình vi phân động lực học của vi sai ..... 33
2.3.1. Phương trình tổng quát động lực học của vi sai ..... 33
2.3.2. Phương trình động học của bánh răng hành tinh và bán trục ..... 34
2.3.3. Phương trình động lực học rút gọn của cơ cấu vi sai ..... 36
2.3.4. Lực cản trong truyền lực chính và cơ cấu vi sai ..... 37
2.3.5. Ma sát trong bộ vi sai cầu sau xe tải nhỏ ..... 38
2.4. Các yếu tố ảnh hưởng đến mô men ma sát trong vi sai ..... 49
2.4.1. Ảnh hưởng của hệ số ma sát đến mô men ma sát trong bộ vi sai ..... 49
2.4.2. Ảnh hưởng của các thông số kết cấu đến mô men ma sát ..... 51
2.5. Khảo sát động lực học vi sai ô tô tải nhỏ LF3070G1 ..... 60
2.5.1. Các thông số tính toán khảo sát ..... 60
2.5.2. Chương trình mô phỏng trên Matlab Simulink ..... 62

2.5.3. Kết quả khảo sát ..... 65
Kết luận chương 2 ..... 71
Chương 3 KHẢO SÁT ĐỘNG LỰC HỌC VI SAI CẦU SAU XE TẢI NHỎ ..... 72
3.1. Hiệu suất truyền động cầu xe tải nhỏ ..... 72
3.2. Cơ sở khảo sát động lực học vi sai cầu xe tải nhỏ theo tổn hao công suất ..... 72
3.2.1. Công suất của vi sai cầu sau ô tô tải nhỏ LF 3070G1 ..... 72
3.2.2. Công suất tổn thất ma sát bánh răng hành tinh và trục chữ thập $P_{ht/tr}$ ..... 74
3.2.3. Công suất tổn thất ma sát giữa bánh răng hành tinh và đệm $P_{ht/d}$ ..... 75
3.2.4. Công suất tổn thất ma sát giữa bánh răng bán trục và vỏ $P_{bt/v}$ ..... 75
3.2.5. Công suất tổn thất ma sát giữa bánh răng bán trục và vỏ $P_{bt/v}$ ..... 76
3.3. Khảo sát ảnh hưởng của ma sát vi sai đến hiệu suất vi sai cầu xe tải nhỏ LF3070G1 ..... 77
3.3.1. Khảo sát động lực học vi sai nguyên bản để tính hiệu suất vi sai ..... 77
3.3.2. Khảo sát động lực học vi sai khi thay đổi kết cấu để tính hiệu suất vi sai ..... 81
3.4. Nghiên cứu nâng cao chất lượng động lực học vi sai xe tải nhỏ ..... 85
3.4.1. Ảnh hưởng của cơ cấu vi sai đến tính năng kéo bám ..... 85
3.4.2. Hệ số khoá vi sai $K_\delta$ ..... 86
3.4.3. Hệ số gài vi sai ..... 87
3.4.5. Quan hệ giữa lực kéo và hệ số hãm vi sai ..... 87
3.4.6. Quan hệ giữa lực kéo và mô men ma sát ..... 89
3.4.7. Khảo sát quan hệ giữa lực kéo và hệ số bám ..... 90
3.5. Cơ sở lý thuyết tính toán hiệu suất kéo tổng quát của xe ..... 91
3.5.1. Hiệu suất kéo của ô tô khi trang bị cơ cấu vi sai ..... 81
3.5.2. Hiệu suất kéo tổng quát của ô tô khi có hế số khóa vi sai thấp ..... 94

3.5.3. Hiệu suất kéo kéo tổng quát của ô tô khi có hệ số khóa vi si sai cao ... 98
3.5.4. Phương án khảo sát và chương trình tính toán ..... 102
3.6. Kết quả khảo sát ..... 105
3.6.1. Ảnh hưởng vi sai ma sát trong thấp đến tính năng kéo bám ..... 105
3.6.2. Ảnh hưởng vi sai ma sát trong cao đến tính năng kéo bám ..... 105
3.6.3. So sánh hiệu suất kéo vi sai ma sát trong thấp và cao ..... 106
3.7. Giải pháp nâng cao chất lượng động lực học vi sai ..... 108
3.7.1. Các dạng điều khiển tự động vi sai ..... 108
3.7.2. Khóa vi sai tự động kiểu cơ học ..... 110
Kết luận chương 3 ..... 113
Chương 4 NGHIÊN CỨU THỰC NGHIỆM ..... 115
4.1. Mục đích thí nghiệm ..... 115
4.2. Đối tượng thí nghiệm ..... 115
4.3. Thông số đo ..... 116
4.4. Các thiết bị và dụng cụ thí nghiệm ..... 116
4.4.1. Bệ thử cầu sau thí nghiệm ..... 116
4.4.2. Tenzo ..... 118
4.4.3. Bộ thu dòng thủy ngân ..... 119
4.4.4. Bộ thu phát tín hiệu không dây ..... 121
4.4.5. Máy đo DMC plus và Spider8 ..... 123
4.5. Sai số thí nghiệm xử lý số liệu thí nghiệm ..... 124
4.6. Tiến hành thí nghiệm trên bệ thử ..... 126
4.6.1. Hiệu chuẩn các khâu đo mô men trên bệ thử ..... 126
4.6.2. Sơ đồ thí nghiệm ..... 130
4.6.3. Chế độ thí nghiệm trên bệ thử ..... 130
4.6.4. Kết quả thí nghiệm trên bệ thử ..... 131
4.6.5. So sánh kết quả thí nghiệm trên bệ và kết quả tính toán mô phỏng ... 134
4.7. Thí nghiệm trên xe ..... 136

4.7.1. Xe thí nghiệm ..... 136
4.7.2. Hiệu chuẩn tín hiệu đo thí nghiệm trên xe ..... 138
4.7.3. Sơ đồ thí nghiệm trên xe ..... 139
4.7.4. Chế độ thí nghiệm trên xe ..... 140
4.7.5. Tiến hành thí nghiệm trên xe ..... 140
4.7.6. Kết quả thí nghiệm trên xe tải nhẹ LF3070G1 ngoài hiện trường ..... 142
4.7.7. So sánh kết quả thí nghiệm trên xe và kết quả tính toán mô phỏng ... 143
Kết luận chương 4 ..... 145
KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN ..... 146
DANH MỤC CÁC CÔNG TRÌNH ĐÃ CÔNG BỐ ..... 148
TÀI LIỆU THAM KHẢO ..... 150
PHẦN PHỤ LỤC ..... 155

## DANH MỤC CÁC KÝ HIỆU VÀ CHỮ VIẾT TẮT

**Danh mục các ký hiệu:**

| Ký hiệu | Đơn vị | Tên gọi |
|---|---|---|
| $F_K$ | N | Lực kéo tiếp tuyến |
| $G$ | Kg | Trọng lượng của xe |
| $v$ | Km/h | Vận tốc chuyển động của ô tô |
| $f$ | | Hệ số cản lăn |
| $M_e$ | N.m | Mô men xoắn của động cơ |
| $M_1$ | N.m | Mô men xoắn trục chủ động |
| $M_k$ | N.m | Mô men xoắn trên bánh xe chủ động |
| $M_4$ | N.m | Mô men xoắn trên bánh răng bán trục trái |
| $M_5$ | N.m | Mô men xoắn trên bánh răng bán trục phải |
| $\alpha$ | Độ | Góc ăn khớp bánh răng hành tinh và bán trục |
| $\varphi_1$ | rad | Chuyển vị góc của bánh răng chủ động. |

| | | |
|---|---|---|
| $\varphi_2$ | rad | Chuyển vị góc của bánh răng bị động và vỏ vi sai. |
| $\varphi_3$ | rad | Chuyển vị góc của bánh răng hành tinh. |
| $\varphi_4$ | rad | Chuyển vị góc của bánh răng bán trục trái. |
| $\varphi_5$ | rad | Chuyển vị góc của bánh răng bán trục phải. |
| $F_{t1}$ | N | Lực vòng do mômen $M_1$ trên bánh răng chủ động |
| $M_1^{ms}$ | N.m | Mô men ma sát trên trục chủ động |
| $r_1$ | m | Bán kính vòng lăn của bánh răng chủ động. |
| $r_2$ | m | Bán kính vòng lăn của bánh răng bị động |
| $r_{tr}$ | m | Bán kính vòng tròn đặt lực $F_{t2}$ từ bánh răng bị động |
| $r_3$ | N | Bán kính vòng lăn bánh răng vi sai. |
| $r_4$ | m | Bán kính vòng lăn bánh răng bán trục trái |
| $r_5$ | m | Bán kính vòng lăn bánh răng bán trục phải |
| $r_{ct}$ | m | Bán kính trục chữ thập |
| $r_{ht}$ | m | Bán kính cầu của lưng bánh răng hành tinh |
| $r_{tx1}$ | m | Bán kính trung bình vùng có tiếp xúc bánh răng bán trục và vỏ vi sai từ điểm bắt đầu tiếp xúc |
| $r_{tx2}$ | m | Bán kính trung bình vùng có tiếp xúc bánh răng bán trục và vỏ vi sai từ điểm kết thúc tiếp xúc |
| $M_2^{ms}$ | N.m | Mô men ma sát trên trục bị động và vỏ vi sai |
| $M_{ht/tr}^{ms}$ | N.m | Mô men ma sát bánh răng hành tinh và trục chữ thập |
| $M_{ht/d}^{ms}$ | N.m | Mô men ma sát bánh răng hành tinh và đệm |
| $M_{ht/d}^{ms}$ | N.m | Mô men ma sát bánh răng bán trục và vỏ vi sai |
| $M_3^{ms}$ | N | Mô men ma sát trên trục bánh răng vi sai |

| | | |
|---|---|---|
| $M_4^{ms}$ | N.m | Mô men ma sát trên trục bánh răng bán trục trái |
| $M_5^{ms}$ | N.m | Mô men ma sát trên trục bánh răng bán trục phải |
| $M_{Ctr}$ | N.m | Mô men cản trên trục bánh răng bán trục trái |
| $M_{Cph}$ | N.m | Mô men cản trên trục bánh răng bán trục phải |
| $F_{t2}$ | N | Lực do bánh răng bị động và vỏ vi sai dụng lên trục chữ thập |
| $F_{t3}$ | N | Lực ăn khớp của bánh răng vi sai với bánh răng bán trục phải |
| $F_{t4}$ | N | Lực ăn khớp của bánh răng vi sai với bánh răng bán trục trái |
| $I_1$ | Kg.m$^2$ | Mô men quán tính bánh răng chủ động |
| $I_2$ | Kg.m$^2$ | Mô men quán tính bánh răng bị động |
| $I_3$ | Kg.m$^2$ | Mô men quán tính bánh răng vi sai |
| $I_4$ | Kg.m$^2$ | Mô men quán tính bánh răng bán trục trái |
| $I_5$ | Kg.m$^2$ | Mô men quán tính bánh răng bán trục phải |
| $\beta$ | rad | Góc có áp lực tiếp xúc bánh răng hành tinh trục chữ thập |
| $X_{ht}$ | N | Lực ép bánh răng hành tinh tiếp xúc đệm |
| $X_{bt}$ | N | Lực ép bánh răng bán trục tiếp xúc vỏ vi sai |
| $\delta$ | rad | Nửa góc côn chia bánh răng bánh răng hành tinh |
| $\overline{\delta}$ | rad | Nửa góc côn chia bánh răng bánh răng bán trục |
| $\delta_0$ | rad | Góc định nghĩa phần bắt đầu hình cầu trong tiếp xúc đệm bánh răng hành tinh |
| $\delta_1$ | rad | Góc định nghĩa phần kết thúc hình cầu trong tiếp xúc đệm bánh răng hành tinh |
| $\mu_{ht/tr}$ | | Hệ số ma sát bánh răng hành tinh và trục chữ thập |

| | | |
|---|---|---|
| $\mu_{ht/d}$ | | Hệ số ma sát bánh răng hành tinh và đệm |
| $\mu_{bt/v}$ | | Hệ số ma sát bánh răng bán trục và vỏ vi sai |
| $\varphi_{tr}$ | | Hệ số bám bánh xe bên trái |
| $\varphi_{ph}$ | | Hệ số bám bánh xe bên phải |

**Danh mục các chữ viết tắt:**

| Chữ viết tắt | Giải thích |
|---|---|
| GTNT | Giao thông nông thôn |
| HTTL | Hệ thống truyền lực |
| NCKH | Nghiên cứu khoa học |
| TCVN | Tiêu chuẩn Việt Nam |
| NCS | Nghiên cứu sinh |

# DANH MỤC CÁC BẢNG


| STT | Tên bảng | Trang |
|---|---|---|
| 1.1 | Các thông số hình học của bánh răng hành tinh và bán trục | 7 |
| 1.2 | Phân cấp các loại đường ô tô lâm nghiệp | 12 |
| 1.3 | Chỉ tiêu kỹ thuật chủ yếu của đường ô tô lâm nghiệp | 13 |
| 1.4 | Qui định về chiều rộng tối thiểu của mặt đường, lề đường, chiều rộng nền đường đối với các cấp đường GTNT | 14 |
| 1.5 | Qui định về các yếu tố kỹ thuật chính của đường đối với các cấp đường GTNT | 15 |
| 2.1 | Bảng tỷ số truyền các tay số | 52 |
| 2.2 | Các thông số kỹ thuật của bộ vi sai nghiên cứu | 52 |
| 2.3 | Hệ số cản lăn tương ứng với một số loại đường được khảo sát | 54 |
| 4.1 | Một số công thức tính sai số dùng trong thí nghiệm | 109 |
| 4.2 | Độ nhạy của các khâu đo mô men | 112 |
| 4.3 | Kế hoạch đo mô men 3 trục trên bệ thử | 113 |
| 4.4 | So sánh mô men đo trên bệ thử và tính toán lý thuyết | 118 |
| 4.5 | Thông số kỹ thuật của ô tô tải tự đổ LF3070G1 | 119 |
| 4.6 | Chế độ thí nghiệm trên xe | 121 |
| 4.7 | Kết quả đo mô men trên 3 trục theo các chế độ thí nghiệm trên xe | 123 |
| 4.8 | So sánh mô men đo trên xe và tính toán lý thuyết | 124 |

# DANH MỤC CÁC HÌNH


| STT | Tên hình | Trang |
|---|---|---|
| 1.1 | Cấu tạo chi tiết tạo cụm vi sai cầu sau xe ô tô tải nhỏ | 6 |
| 1.2 | Hai nửa hộp vi sai của cầu sau xe tải nhỏ | 7 |
| 1.3 | Lắp bánh răng vành chậu vào vỏ vi sai | 8 |
| 1.4 | Các bánh răng vi sai, tấm đệm đồng và trục chữ thập | 8 |
| 1.5 | Sơ đồ cấu tạo bộ vi sai ma sát trong cao sử dụng hai khớp ma sát | 9 |
| 1.6 | Sơ đồ cấu tạo và sơ đồ nguyên lý của bộ khóa vi sai | 12 |
| 1.7 | Đường Nông - lâm nghiệp chụp từ vệ tinh tại khu vực miền trung | 16 |
| 1.8 | Đường Nông - lâm nghiệp chụp từ vệ tinh tại khu vực miền bắc | 16 |
| 1.9 | Các dạng hỏng bề mặt do ma sát trong cơ cấu vi sai | 17 |
| 1.10 | Đường lâm nghiệp có mặt đất xấu tại đèo Ngoạn Mục, Lâm Đồng | 17 |
| 2.1 | Mô hình động lực học cầu sau và cơ cấu vi sai xe tải nhỏ | 24 |
| 2.2 | Lực tác dụng lên bánh răng chủ động | 25 |
| 2.3 | Lực tác dụng lên bánh răng bị động | 26 |
| 2.4 | Lực tác dụng lên bánh răng hành tinh | 27 |
| 2.5 | Lực tác dụng lên bánh răng bán trục trái và phải | 27 |
| 2.6 | Quan hệ vận tốc trên bánh răng hành tinh | 29 |
| 2.7 | Lực tác dụng và kích thước hình học trên trục bánh răng hành tinh | 34 |
| 2.8 | Mô hình ma sát khi bánh răng vi sai quay quanh trục chữ thập | 34 |

| | | |
|---|---|---|
| 2.9 | Áp lực phân bố trong tiếp xúc bề mặt trục chữ thập và lỗ trục bánh răng hành tinh | 35 |
| 2.10 | Phân bố áp lực tiếp xúc trên trục chữ thập | 37 |
| 2.11 | Mô hình 3D khảo sát ma sát và vị trí tiếp xúc giữa bánh răng hành tinh và đệm tựa lưng | 38 |
| 2.12 | Lực ăn khớp trong cặp bánh răng hành tinh và bán trục | 38 |
| 2.13 | Mô hình khảo sát ma sát bánh răng hành tinh và đệm trong tọa độ cầu | 38 |
| 2.14 | Kích thước hình học của các bánh răng bộ vi sai | 39 |
| 2.15 | Áp lực pháp tuyến $P_{ht}^{d}$ và áp lực tiếp tuyến $\tau_{ht}^{d}$ của đệm tác dụng lên lưng bánh răng hành tinh | 40 |
| 2.16 | Mô hình 3D khảo sát ma sát và vị trí tiếp xúc của bánh răng bán trục và vỏ vi sai | 40 |
| 2.17 | Mô hình tính toán ma sát bánh răng bán trục và vỏ vi sai | 41 |
| 2.18 | Quan hệ hệ số ma sát μ đến $K_{\sigma} = M_i^{ms} / M_2$ | 41 |
| 2.19 | Phương án vát cạnh trục chữ thập làm giảm ma sát bánh răng hành tinh và trục chữ thập | 43 |
| 2.20 | Sơ đồ phân bố áp lực tiếp xúc khi trục chữ thập được vát cạnh l | 44 |
| 2.21 | Quan hệ l/rct và mô men ma sát $M_{ht/tr}^{ms}$ | 44 |
| 2.22 | Phương án khoan lỗ với kích thước và vị trí lỗ khoan trên bánh răng hành tinh và đệm | 46 |
| 2.23 | Phần diện tích tiếp xúc được khoan bỏ trên lưng bánh răng hành tinh theo phương pháp vẽ 3D | 47 |
| 2.24 | Mô men ma sát bánh răng hành tinh và đệm khi không và có | 48 |

| | | |
|---|---|---|
| | khoan lỗ | |
| 2.25 | Quan hệ giữa diện tích $S_k^{ht}$ và mô men ma sát $M_{ht/d}^{ms}$ | 48 |
| 2.26 | Phương án khoan lỗ có kích thước và vị trí lỗ khoan trên bánh răng bán trục | 49 |
| 2.27 | Phần diện tích tiếp xúc được khoan trên bánh răng bán trục theo phương pháp vẽ 3D | 49 |
| 2.28 | Bán kính đặt tổng áp lực rtx | 50 |
| 2.29 | Mô men ma sát bánh răng bán trục và vỏ vi sai khi không và có khoan lỗ | 50 |
| 2.30 | Quan hệ giữa diện tích $S_k^{bt}$ và mô men ma sát $M_{bt/v}^{ms}$ | 51 |
| 2.31 | Chuyển vị góc của bán trục trái và bán trục phải | 56 |
| 2.32 | Vận tốc góc của bán trục trái và bán trục phải | 57 |
| 2.33 | Chuyển vị góc của bán trục trái và bán trục phải | 58 |
| 2.34 | Vận tốc góc của bán trục trái và bán trục phải | 58 |
| 3.1 | Ảnh hưởng của $\Delta\omega/\dot{\varphi}_2$ đến hiệu suất vi sai | 65 |
| 3.2 | Đồ thị biểu diễn quan hệ lực kéo và hệ số hãm vi sai | 76 |
| 3.3 | Đồ thị biểu diễn quan hệ lực kéo và hệ số hãm vi sai theo hệ số bám khác nhau | 77 |
| 3.4 | Đồ thị biểu diễn quan hệ lực kéo và mô men ma sát | 78 |
| 3.5 | Đồ thị 3D biểu diễn quan hệ giữa lực kéo và hệ số bám | 79 |
| 3.6 | Đường đặc tính của động cơ xe tải LF3070G1 | 83 |
| 3.7 | Sơ đồ giải thuật khảo sát ảnh hưởng Kδ đến tính năng kéo bám | 90 |
| 3.8 | Hiệu suất kéo tổng quát vi sai có ma sát trong thấp và cao | 92 |
| 3.9 | Sơ đồ các dạng điều khiển độ trượt bánh xe | 94 |
| 3.10 | Cấu tạo hộp vi sai tự động khóa cơ khí | 97 |

| | | |
|---|---|---|
| 4.1 | Đối tượng thí nghiệm cầu sau xe tải LF 3070G1 | 100 |
| 4.2 | Sơ đồ bệ thử cầu sau kiểu dòng công suất kín | 102 |
| 4.3 | Hình ảnh bệ thử cầu sau sử dụng trong thí nghiệm | 102 |
| 4.4 | Sơ đồ thiết kế bệ thử cầu sau sử dụng trong thí nghiệm | 103 |
| 4.5 | Các cảm biến tiêu chuẩn lắp trên bệ thử | 103 |
| 4.6 | Tenzo biến dạng sử dụng trong nghiên cứu thực nghiệm | 104 |
| 4.7 | Mạch cầu Wheatstone và dán tenzo lên trục | 104 |
| 4.8 | Bộ thu dòng tiếp điểm thủy ngân và công tác chuẩn bị của NCS | 105 |
| 4.9 | Phương án khoan lỗ trong thân bán trục để lấy tín hiệu tenzo | 106 |
| 4.10 | Bộ thu phát tín hiệu không dây | 106 |
| 4.11 | Sơ đồ lắp ráp các thiết bị đo khi sử dụng bộ thu phát tín hiệu không dây | 107 |
| 4.12 | Máy đo DMC plus và Spider8 | 107 |
| 4.13 | Hiệu chuẩn tín hiệu đo | 110 |
| 4.14 | Sơ đồ hiệu chuẩn thiết bị đo mô men xoắn trên trục các đăng | 111 |
| 4.15 | Giá trị đo hiệu chuẩn khi treo khối lượng 20 kg | 111 |
| 4.16 | Giá trị đo hiệu chuẩn khi treo khối lượng 20, 40 kg | 111 |
| 4.17 | Đồ thị kết quả hiệu chuẩn mô men xoắn trục các đăng và giá trị đo hiển thị trên thiết bị | 112 |
| 4.18 | Sơ đồ lắp các thiết bị thí nghiệm trên bệ thử | 113 |
| 4.19 | Lắp đặt thiết bị và đo trên bệ thử | 114 |
| 4.20 | Mô men xoắn trên 3 trục trường hợp không tải | 115 |
| 4.21 | Mô men xoắn trên 3 trục trường hợp 50% tải (tương ứng 1000 kg) | 116 |
| 4.22 | Mô men xoắn trên 3 trục trường hợp 100% tải (tương ứng | 117 |

| | | |
|---|---|---|
| | 2000 kg) | |
| 4.23 | Xe tải nhẹ 3 tấn thí nghiệm | 118 |
| 4.24 | Hiệu chuẩn tín hiệu đo khi sử dụng bộ thu phát không dây | 120 |
| 4.25 | Sơ đồ lắp ráp các thiết bị thí nghiệm trên xe | 120 |
| 4.26 | Lắp các thiết bị đo mô men trục các đăng và hai bán trục lên xe thí nghiệm | 121 |
| 4.27 | Đoạn đường thí nghiệm và quá trình thí nghiệm cùng với các chuyên gia thí nghiệm tại hiện trường | 122 |
| 4.28 | Kết quả thí nghiệm đo mô men trục các đăng trên xe | 122 |
| 4.29 | Kết quả thí nghiệm đo mô men bán  trục trái trên xe | 122 |
| 4.30 | Kết quả thí nghiệm đo mô men bán trục phải trên xe | 123 |

# MỞ ĐẦU

## 1. Tính cấp thiết của vấn đề nghiên cứu

Chiến lược phát triển ngành ô tô đến năm 2025, tầm nhìn đến năm 2035 và quy hoạch phát triển ngành công nghiệp ô tô Việt Nam đến năm 2020, tầm nhìn đến năm 2030 của chính phủ nêu rõ "*Chú trọng phát triển dòng xe tải nhỏ phục vụ cho sản xuất nông nghiệp*", nhằm đạt được 100.000 xe vào năm 2020, đáp ứng 78% nhu cầu tiêu thụ nội địa.

Xe ô tô tải đã được sản xuất lắp ráp trong nước từ những năm 2000 đến nay tại một số liên doanh ô tô với nước ngoài (Hino, Mitshubisi, Mekong Auto...) và hầu hết các doanh nghiệp có 100% vốn đầu tư trong nước (trên 30 doanh nghiệp: Trường Hải, Vinamotor, Veam...). Các loại xe đã được sản xuất lắp ráp trong nước có tải trọng dưới 8 tấn, loại tải trọng cao hơn hầu như được nhập khẩu nguyên chiếc từ nước ngoài. Các xe có tải trọng dưới 5 tấn được các nhà sản xuất xếp vào nhóm xe tải nhỏ. Trong đó loại xe tải nhỏ có tải trọng 3 tấn có thị phần lớn ở thị trường trong nước.

Để góp phần giúp cho nhà sản xuất đưa vào sản xuất thực tiễn, cần có nghiên cứu mở rộng sâu hơn về sự đồng bộ hóa cụm cầu sau lắp trên ô tô và sử dụng được trên nhiều địa hình khác nhau nhằm tăng tính năng sử dụng của xe: sử dụng trong vận tải nông nghiệp, trong lâm nghiệp, trong ngư nghiệp, và trong vận tải thương mại. Mỗi mục đích sử dụng đều có các yêu cầu kỹ thuật khác nhau do điều kiện sử dụng, điều kiện đường xá khác nhau.

Nông - lâm nghiệp là một ngành kinh tế kỹ thuật đặc thù, giữ vai trò quan trọng trong việc bảo vệ môi trường và phát triển bền vững của nhiều quốc gia trên thế giới, trong đó có Việt Nam. Để thúc đẩy ngành Nông - lâm nghiệp phát triển cần phải phát triển các phương tiện vận chuyển nguyên vật liệu, hàng hóa… hoạt động trên đường nông lâm nghiệp.

Đường Nông - lâm nghiệp với đặc điểm là thường được xây dựng ở miền núi có địa hình phức tạp, độ dốc lớn, có nhiều góc cua, đôi khi gặp đoạn đường xấu là mặt đất mềm. Để khắc phục hiện tượng này cần nghiên cứu cải tiến cơ cấu vi sai để nâng cao hiệu suất truyền lực vi sai, giảm ma sát trong vi sai giúp xe quay vòng dễ dàng và nâng cao chất lượng động lực học vi sai khi xe làm việc trên mặt đất mềm, có hệ số bám khác nhau trên 2 bánh xe.

Với lý do đã trình bày ở trên, NCS chọn đề tài luận án:

***"Nghiên cứu nâng cao chất lượng động lực học cơ cấu vi sai cầu xe tải nhỏ sử dụng trong nông lâm nghiệp"***.

**2. Mục tiêu nghiên cứu**

Qua những phân tích ở trên luận án đặt ra mục tiêu nghiên cứu như sau:

- Xác định ảnh hưởng của mô men ma sát trong của cơ cấu vi sai đến hiệu suất truyền lực vi sai, nhằm nâng cao tuổi thọ và chất lượng động học vi sai khi quay vòng.

- Xác định ảnh hưởng của mô men ma sát vi sai đến tính năng kéo bám nhằm tăng sức vượt của xe, nâng cao chất lượng động lực học cơ cấu vi sai khi làm việc trên đường nông lâm nghiệp.

Từ đó làm cơ sở đề xuất thay đổi thiết kế cơ cấu vi sai nhằm mở rộng phạm vi hoạt động của xe từ đường giao thông sang đường nông lâm nghiệp.

**3. Đối tượng nghiên cứu**

Đối tượng nghiên cứu trong luận án là cụm vi sai cầu sau xe tải nhỏ có tải trọng 3 tấn được sản xuất và lắp ráp tại Việt Nam

**4. Phạm vi nghiên cứu**

Nghiên cứu động lực học vi sai của cầu xe tải nhỏ là một vấn đề rộng, trong đề tài này chỉ giới hạn các nội dung sau:

**4.1. Đối tượng hoạt động của vi sai**

Là đường Nông - lâm nghiệp với các tính chất đặc trưng loại đường này.

### 4.2. Địa điểm nghiên cứu thực nghiệm

Luận án không có điều kiện thử nghiệm ở nhiều đường Nông - lâm nghiệp khác nhau, mà chỉ chọn một số địa điểm đặc trưng nhất để nghiên cứu thử nghiệm.

## 5. Nội dung nghiên cứu

Với phạm vi nghiên cứu đã trình bày ở trên, để đạt được mục tiêu nghiên cứu của đề tài đặt ra, luận án tập trung giải quyết những nội dung sau:

### 5.1. Nội dung nghiên cứu lý thuyết

- Xây dựng mô hình động lực học cơ cấu vi sai xe tải nhẹ có xét đến mô men ma sát trong cơ cấu vi sai hoạt động trong nông lâm nghiệp.

- Thiết lập các phương trình vi phân mô tả động lực học cơ cấu vi sai theo mô hình đã được xây dựng.

- Thiết lập mô hình Matlab Simulink để khảo sát các yếu tố động lực học của hệ thống vi sai.

- Thiết lập các phương trình tính toán hiệu suất truyền lực của cơ cấu vi sai thông qua các tổn thất do ma sát. Đề xuất phương án giảm ma sát trong cơ cấu vi sai, xây dựng mô hình và lập trình Matlab tính toán hiệu suất theo phương án giảm ma sát đề xuất.

- Thiết lập mô hình tính toán, lập thuật toán và lập trình Matlab để khảo sát ảnh hưởng của hệ số khóa vi sai $K_\delta$ đến tính năng kéo bám của xe tải nhỏ khi xe làm việc trên đường xấu, có hệ số bám thấp và khác nhau trên hai bánh xe, từ đó đề xuất hệ số khóa vi sai $K_\delta$ phù hợp khi xe hoạt động trên đường nông lâm nghiệp.

Các nội dung nghiên cứu lý thuyết trên có thể được tóm tắt trong bàng:

| Thông số đầu vào | Yếu tố ảnh hưởng | Thông số đầu ra |
|---|---|---|

| | | |
|---|---|---|
| - Mô men xoắn trên trục các đang $M_1$<br>- Hệ số cản loại đường hoạt động (đường Nông - lâm nghiệp).<br>- Thông số kỹ thuật bộ vi sai. | - Mô men ma sát trong vi sai:<br>$M_3^{ms} = M_{ht/tr}^{ms} + M_{ht/d}^{ms}$<br>$M_4^{ms} = M_{bt/v}^{ms}$<br>$M_5^{ms} = M_{bt/v}^{ms}$<br>- Hệ số khóa vi sai $K_\delta$. | - Mô men, vận tốc góc trên bán trục trái $M_4$, $\omega_4$ và mô men, vận tốc góc trên bán trục phải $M_5$, $\omega_5$.<br>- Hiệu suất truyền lực vi sai.<br>- Tính năng kéo bám. |

### 5.2. Nội dung nghiên cứu thực nghiệm

Đo mô men tại các vị trí trục các đăng, hai bán trục trái và phải trên xe tải nhỏ hoạt động trên đường nông lâm nghiệp, nhằm so sánh với kết quả phân bố mô men trên hai bán trục đo trên xe với mô men phân bố trên hai bán trục của mô hình lý thuyết động lực học vi sai có xét đến mô men ma sát trong các bộ phận cơ cấu vi sai.

## 6. Phương pháp nghiên cứu

### 6.1. Phương pháp nghiên cứu lý thuyết

Trong nghiên cứu lý thuyết, luận án vận dụng phương pháp xây dựng mô hình động lực học vi sai trong đó có xét đến các yếu tố cản của đường và mô men ma sát trong vi sai để xây dựng mô hình động lực học cho xe tải nhỏ, thiết lập hệ phương trình vi phân, sau đó khảo sát hệ phương trình bằng phần mềm Matlab-Simulink.

### 6.2. Phương pháp nghiên cứu thực nghiệm

Trong nghiên cứu thực nghiệm, luận án ứng dụng phương pháp đo các đại lượng không điện bằng điện, sử dụng các thiết bị đo và phần mềm đo hiện đại.

Việc áp dụng các phương pháp nghiên cứu nêu trên sẽ được trình bày cụ thể ở các chương tiếp theo khi tiến hành nghiên cứu từng nội dung.

## 7. Ý nghĩa khoa học và thực tiễn của luận án

### 7.1. Ý nghĩa về khoa học

Kết quả nghiên cứu của luận án đã xây dựng được phương pháp luận nghiên cứu động lực học cơ cấu vi sai cầu chủ động xe tải, từ đó làm cơ sở khoa học để nâng cao chất lượng động lực học cầu chủ động xe tải nhỏ khi sử dụng trong điều kiện nông lâm nghiệp.

### 7.2. Ý nghĩa về thực tiễn

Kết quả nghiên cứu của luận án có thể sử dụng làm tài liệu tham khảo cho việc thiết kế, chế tạo hệ thống vi sai cầu sau ô tô tải nhẹ sản xuất và lắp ráp ở Việt Nam.

# Chương 1
# TỔNG QUAN

## 1.1. Tổng quan về phạm vi hoạt động của xe tải nhỏ

Ngành Lâm nghiệp Việt Nam đang quản lý 15 triệu ha rừng và đất rừng, chiếm 40% diện tích toàn quốc, bao gồm nhiều vùng kinh tế Lâm nghiệp, quốc phòng quan trọng [13]. Để tận dụng nguồn tài nguyên từ rừng phục vụ công cuộc phát triển đất nước cần phải có sự đầu tư đồng bộ, trong đó vận chuyển nguyên vật liệu, hàng hóa nông lâm nghiệp... đóng vai trò quan trọng. Căn cứ vào thiết bị vận chuyển, loại đường vận chuyển, ta có các hình thức vận chuyển: Vận chuyển bằng đường ô tô, bằng đường thủy và bằng đường sắt... Trong các phương thức vận chuyển trên thì vận chuyển bằng ô tô là phương thức phổ biến nhất hiện nay nhờ vào các ưu điểm sau:

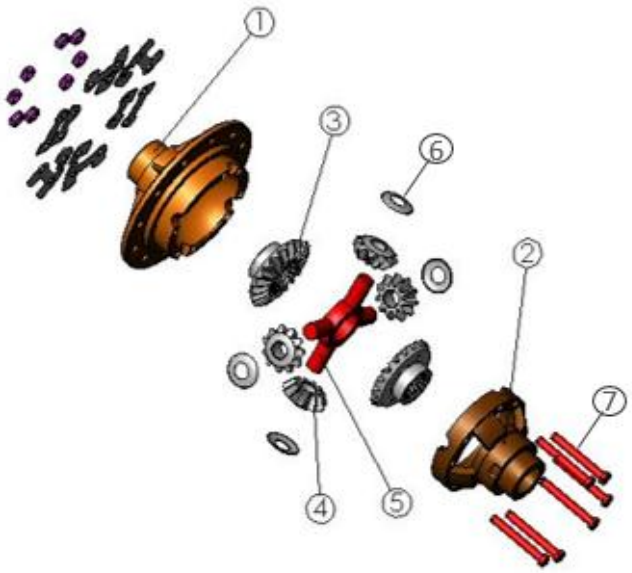
- Ô tô là thiết bị vận tải thông dụng hiện nay trong vận tải hàng hóa, sẵn có ở các địa phương trong cả nước. Hệ thống giao thông đường bộ từ thành phố lớn đến các vùng nguyên liệu, các khu tài nguyên rừng đã được cải tạo, mở mới và nâng cấp.

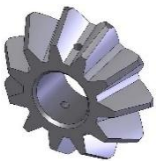
- Xe ô tô có thể di chuyển sâu vào trong các khu khai thác để vận chuyển lâm sản với khối lượng vận chuyển đa dạng. Trong các loại ô tô, dòng xe tải nhỏ (có tải trọng dưới 3 tấn) với ưu điểm là giá phù hợp, tính cơ động cao, kích thước nhỏ gọn dễ di chuyển sâu vào trong các khu khai thác Nông - lâm nghiệp nên có thị phần cao.

## 1.2. Bộ vi sai cầu sau ô tô tải nhỏ nghiên cứu

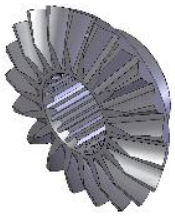
### *1.2.1. Cấu tạo vi sai ô tô tải nhỏ*

Cấu tạo của bộ vi sai ô tô tải nhỏ tải trọng 3 tấn sản xuất và lắp ráp tại Việt Nam theo [15], [21], được thể hiện trên hình 1.1.



*Bánh răng hành tinh*



*Bánh răng bán trục*

*1. Nửa trong vỏ vi sai*
*2. Nửa ngoài vỏ vi sai*
*3. Bánh răng bán trục*
*4. Bánh răng hành tinh*
*5. Trục chữ thập*
*6. Đệm chống xoay*
*7. Bu lông*

*Hình 1.1 Cấu tạo chi tiết tạo cụm vi sai cầu sau xe ô tô tải nhỏ*

Bộ vi sai nằm trong lòng bánh răng bị động của truyền lực chính gồm: hai nửa vỏ vi sai, hai bánh răng bán trục, bốn bánh răng hành tinh, trục chữ thập, các bán trục dẫn ra bánh xe bên phải và bên trái, các đệm tựa lưng cho các bánh răng. Các bánh răng vi sai quay trên trục chữ thập và quay cùng vỏ vi sai.

Các bánh xe chủ động nối với các bán trục (hoặc nửa trục) tại mối ghép then hoa và thông qua sự ăn khớp của bộ vi sai làm cho xe chuyển hướng.

Đặc tính kỹ thuật của của bộ vi sai nghiên cứu lắp trên xe tải nhỏ tải trọng 3 tấn được thể hiện trong bảng 1.1.

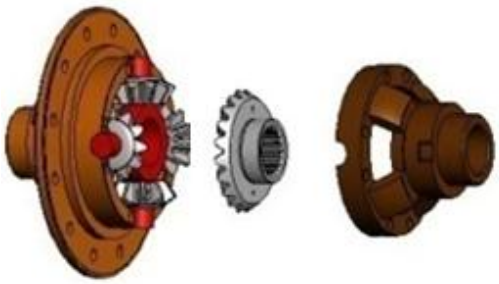
**Bảng 1.1: Các thông số hình học của bánh răng hành tinh và bán trục**

| TT | Tên thông số | Ký hiệu | Đơn vị | Giá trị | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | | Hành tinh | Bán trục |
| 1 | Số lượng bánh răng trong cụm vi sai | | | 4 | 2 |
| 2 | Số răng | Z | | 11 | 20 |
| 3 | Tỷ số truyền | $i_{bt}$ | | 1,4615 | |
| 4 | Mô đun pháp tuyến | m | | 5 | |
| 5 | Nửa góc côn chia | $\delta$ | độ | 28,8 | 61,2 |
| 6 | Góc ăn khớp | $\alpha_o$ | độ | 20 | 20 |
| 7 | Chiều rộng bánh răng | b | mm | 32 | 23 |
| 8 | Hệ số dịch chỉnh | $\xi$ | mm | - 0,224 | 0,224 |
| 9 | Chiều dài đường sinh côn | l | mm | 57,064 | 57,064 |
| 10 | Đường kính vòng chia đáy lớn | $d_c$ | mm | 55 | 100 |
| 11 | Bán kính vòng chia đáy lớn | $r_1$ | mm | 27,5 | 50 |
| 12 | Bước răng đáy lớn | $t_s$ | mm | 15,7 | 15,7 |
| 13 | Đường kính vòng đỉnh đáy lớn | $d_e$ | mm | 80 | 136 |
| 14 | Chiều cao răng đáy lớn | h | mm | 7,875 | 7,875 |
| 15 | Đường kính vòng chân răng đáy lớn | $d_i$ | mm | 47,125 | 92,125 |

### *1.2.2. Các loại vi sai thường gặp*

#### *1.2.2.1. Vi sai đối xứng*

Bộ vi sai nghiên cứu của luận án là vi sai đối xứng, trên xe tải nhỏ vi sai thường có bốn bánh răng hành tinh và hộp vi sai phải tháo rời được (hình 1.2).

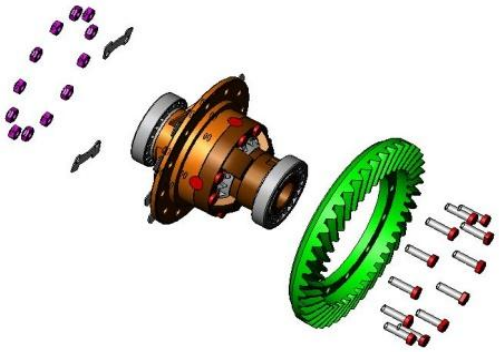


*Hình 1.2 Hai nửa hộp vi sai của cầu sau xe tải nhỏ*

Vỏ hộp vi sai được chế tạo bằng gang rèn, bằng gang hợp kim (crôm-niken) hoặc bằng thép C45.

Mặt bích trên vỏ vi sai dùng để gắn bánh răng bị động (bánh răng vành chậu) của truyền lực chính (hình 1.3).

Giữa các mặt tựa lưng của bánh răng hành tinh và vỏ vi sai thường đặt các tấm đệm đồng (hình 1.4) để giảm ma sát và để đặt đúng các bánh răng vi sai. Các tấm đệm được thay bằng đệm mới sau 35.000 đến 40.000 km đường chạy. Nhờ các đệm đồng tuổi thọ bánh răng được nâng cao.

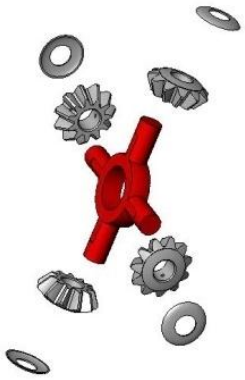


*Hình 1.3 Lắp bánh răng vành chậu vào vỏ vi sai*

Loại vi sai này ma sát sinh ra chủ yếu là do sự ăn khớp của các bánh răng trong quá trình chuyển động và ma sát giữa trục, bạc và ổ bi, đệm tựa lưng và có hệ số khóa vi sai: $K_\delta = \frac{M_{ms}}{M_2} = 0.02 \div 0.15$ (1.1)

Trong đó:

$K_\delta$ - Hệ số khóa vi sai;
$M_{ms}$ - Mô men ma sát trong vi sai;
$M_2$ - Mô men trên vỏ vi sai.

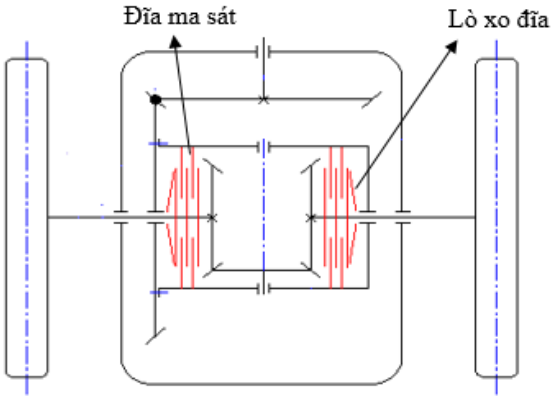


*Hình 1.4 Các bánh răng vi sai, tấm đệm đồng và trục chữ thập*

*1.2.2.2. Vi sai tăng ma sát trong*

**a) Loại sử dụng khớp ma sát**

Bộ vi sai sử dụng khóa ly hợp nhiều đĩa làm khớp ma sát [18]. Các đĩa răng ngoài liên kết với vỏ vi sai, các đĩa răng trong liên kết với bánh răng bán trục. Các đĩa được lắp xen kẽ giữa đĩa răng ngoài với đĩa răng trong, và bị ép bởi lò xo đĩa đặt nằm cạnh vỏ vi sai.




*Hình 1.5 Sơ đồ cấu tạo bộ vi sai ma sát trong cao sử dụng hai khớp ma sát*

Khi có sự quay tương đối giữa vỏ vi sai và bánh răng bán trục sẽ xuất hiện lực ma sát giữa các đĩa nhờ vậy bộ ly hợp này có tác dụng khóa vi sai trong một giới hạn cố định.

Nếu sự trượt giữa các đĩa ma sát tăng lên, khớp ma sát chỉ tăng mô men ma sát tới giới hạn nhất định.

Với bộ khóa vi sai khi xe đi trên đường có chênh lệch hệ số bám lớn, khả năng động lực học ở các bánh xe sẽ tốt hơn so với loại vi sai ma sát trong thấp. Chất lượng động lực học phụ thuộc vào khả năng tạo ma sát của cơ cấu khóa, nếu giá trị ma sát lớn sẽ làm hạn chế sự sai khác tốc độ góc của các bánh xe, nếu giá trị ma sát quá nhỏ thì không cải thiện được chất lượng động lực học của ô tô.

Loại vi sai này mô men ma sát sinh ra do sự tiếp xúc của các đĩa ma sát khi có sự chênh lệch tốc độ của hai bánh xe, trên xe có thể bố trí một hoặc hai khớp vi sai đối xứng, khóa bánh răng bán trục với vỏ vi sai, loại này có hệ số khóa vi sai:

$$K_\delta = \frac{M_{ms}}{M_2} = 0.15 \div 0.3 \qquad (1.2)$$

**b) Loại sử dụng bánh răng trụ**

Các bánh răng bán trục và các bánh răng hành tinh trong bộ vi sai này đều là bánh răng trụ. Hai bánh răng trụ bán trục ăn khớp then hoa với hai bán trục trái và phải. Bộ vi sai này sử dụng ba cặp bánh răng trụ hành tinh đặt cách đều nhau $120^o$. Mỗi cặp bánh răng hành tinh hai bánh răng trụ sẽ ăn khớp với nhau và đều có trục quay lắp trên vỏ bộ vi sai.

Giá trị mô men ma sát trong bộ vi sai bánh răng trụ ngoài phụ thuộc vào sự sai tốc của các bánh răng bán trục còn phụ thuộc vào góc nghiêng răng của bánh răng bán trục và bánh răng hành tinh.

**c) Loại sử dụng trục vít – bánh vít**

Hai bánh vít bán trục ăn khớp then hoa với hai bán trục trái và phải. Bộ vi sai này sử dụng ba cặp trục vít hành tinh đặt cách đều nhau $120^o$. Mỗi cặp trục vít hành tinh sẽ ăn khớp với nhau nhờ hai vành răng trụ hai đầu mỗi trục

vít. Trong một cặp trục vít hành tinh có trục vít bên trái và bên phải sẽ ăn khớp với bánh vít bán trục trái và phải. Các cặp trục vít hành tinh đều có trục quay lắp trên vỏ bộ vi sai.

Loại vi sai này mô men ma sát sinh ra chủ yếu do sự ăn khớp của các cặp trục vít hành tinh và sự ăn khớp giữa các trục vít hành tinh với bánh vít bán trục, hệ số khóa vi sai của loại vi sai này nằm trong khoảng:

$$K_\sigma = \frac{M_{ms}}{M_2} = 0.3 \div 0.8 \qquad (1.3)$$

**d) Vi sai cam**

Loại vi sai này có hai dãy các vấu cam và con trượt. Vi sai bao gồm: Vành cam ngoài, vành cam trong, vòng cách, các con trượt và vỏ vi sai. Vòng cách là bộ phận chủ động của bộ vi sai, nó lắp với bánh răng vành chậu, là nửa bên trái vỏ vi sai, ở thân vòng cách có gia công hai dãy lỗ thông để lắp các con trượt. Mỗi dãy lỗ gồm 12 lỗ hướng kính và các lỗ trên hai dãy được đặt so le với nhau. Vành cam trong cũng gồm hai dãy cam, mỗi dãy có 6 vấu cam như nhau và hai dãy này cũng bố trí so le nhau nửa bước. Ở moay ơ của vành cam trong có then hoa để lắp then hoa với bán trục trái. Vành cam ngoài chỉ có một dãy cam gồm 6 cam lõm có hình dạng và kích thước như nhau. Moay ơ cam ngoài có lỗ then hoa để lắp then hoa với bán trục bên phải, có lỗ dầu vào bôi trơn cho vi sai.

Hai bốn con trượt được lắp vào hai dãy lỗ của vòng cách, ở mặt trong của vòng cách người ta có đặt vòng chặn để chống xoay các con trượt và giữ cho đúng trong lỗ vòng cách khi lắp ráp. Các con trượt đều có một đầu tì vào các vấu của vành cam trong và đầu ngoài tì vào vấu của vành cam ngoài.

Vành cam trong và vành cam ngoài đóng vai trò như các bánh răng bán trục trái, phải, vòng cách giống như trục vi sai, các con trượt giống như các bánh răng vi sai.

Khi xe chuyển động thẳng hoặc các điều kiện cản ở bánh xe như nhau các con trượt đóng vai trò là vi sai, chúng giữ cho vòng cách, vành cam trong, vành cam ngoài thành một khối, mô men xoắn được phân đều ra hai bán trục.

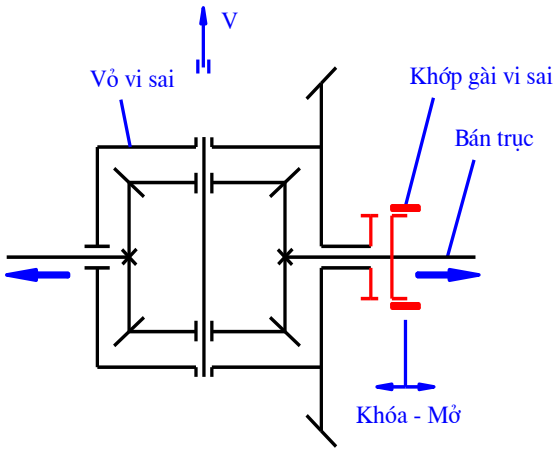
Khi xe chuyển động quay vòng hoặc các điều kiện cản ở hai bên bánh xe khác nhau thì giữa vành cam trong và vành cam ngoài có chuyển động tương đối với nhau. Các con trượt khi đó ngoài chuyển động quay cùng vòng cách chúng còn dịch chuyển tịnh tiến dọc trục của chúng và trượt lên các bề mặt cam của vành cam trong và vành cam ngoài. Các chuyển động tương đối đó làm phát sinh lực ma sát giữa hai đầu con trượt với vành cam trong và vành cam ngoài. Bánh xe bên có lực cản lớn sẽ quay chậm, bên có lực cản nhỏ sẽ quay nhanh. Lực ma sát tác dụng lên vành cam quay chậm cùng chiều với lực vòng tác dụng lên nó, còn lực ma sát tác dụng lên vành cam quay nhanh ngược chiều với lực vòng tác dụng lên nó. Kết quả là mô men xoắn truyền đến bánh xe quay chậm được tăng lên và ngược lại. Điều này giúp tăng khả năng động lực học của xe.

Mô men ma sát của loại vi sai này có dạng xung nhọn, giá trị mô men ma sát ở đỉnh xung có thể đạt tới 80% giá trị mô men trên vỏ vi sai $M_2$.

**e) Khóa Vi sai**

Kết cấu dùng các bộ truyền ma sát trong cao thường có giá thành cao, vì vậy đơn giản hơn có thể dùng khóa vi sai trong một thời gian ngắn. Khóa cứng hai bộ phận với nhau: Khóa vỏ vi sai với một trong hai bánh răng bán trục. Loại này có hệ số khóa vi sai: $K_\delta$ =1

Sơ đồ nguyên lý của bộ khóa cứng vi sai trên hình 1.6.




*Hình 1.6 Sơ đồ cấu tạo và sơ đồ nguyên lý của bộ khóa vi sai*

Khi khóa vi sai lâu dài với điều kiện cản của đường ở hai bên bánh xe khác nhau hoặc khi vào quay vòng sẽ gây nên hiện tượng tuần hoàn công suất, do đó khi vượt qua quãng đường xấu phải mở cơ cấu khóa vi sai, nhằm tránh quá tải lâu dài.

## 1.3. Tổng quan về đường ô tô lâm nghiệp

### *1.3.1. Các loại đường ô tô lâm nghiệp*

Đường ô tô lâm nghiệp được phân làm 4 cấp theo tài liệu [1], tương ứng với 4 loại đường, các chỉ tiêu chính để phân cấp được quy định ở bảng 1.2.

**Bảng 1.2: Phân cấp các loại đường ô tô lâm nghiệp**

| Cấp đường | Lượng vận chuyển | Loại đường | Chức năng chính |
|---|---|---|---|
| I | Trên 45000 | Đường trục chính | Đường vận chuyển chính của một khu vực kinh tế lâm nghiệp. |
| II | 2.000- 45.000 | Đường trục phụ | Đường vận chuyển chính của một lâm trường, nối các đường nhánh chính; xe chạy được quanh năm. |
| III | 8.000-2.000 | Đường nhánh chính | Đường nối các đường nhánh phụ với các đường trục; xe chạy quanh năm, trừ những ngày mưa lũ lớn. |
| IV | Dưới 800 | Đường nhánh phụ | Đường nối từ các điểm tập kết gỗ trong khu khai thác (kho gỗ I, bãi giao...), xe chạy trong mùa khô. |

### *1.3.2. Yêu cầu kỹ thuật của đường ô tô lâm nghiệp*

Xuất phát từ những đặc điểm của đường ô tô lâm nghiệp, nên yêu cầu chung về kỹ thuật của mỗi loại đường, cấp đường đều phải đảm bảo được các chỉ tiêu cho phép như : mật độ xe chạy, tốc độ xe chạy tối đa cho phép, độ dốc dọc tối đa cho phép, tầm nhìn tối thiểu, số làn xe chạy, bề rộng mặt đường, nền đường cho phép, bề rộng lề đường...các chỉ tiêu này được qui định cụ thể cho từng loại đường và cấp đường ô tô lâm nghiệp theo tài liệu [1], số liệu cụ thể được quy định ở bảng 1.3.

**Bảng 1.3: Chi tiêu kỹ thuật chủ yếu của đường ô tô lâm nghiệp**

| **Các chỉ tiêu kỹ thuật** | **Cấp đường** | | | |
|---|---|---|---|---|
| | **I** | **II** | **III** | **IV** |
| Tốc độ thiết kế (*Km/ h*) | | | | |
| + Vùng đồi | 30 | 25 | 20 | 10 |
| + Vùng núi | 25 | 20 | 15 | 10 |
| Độ dốc dọc tối đa (%) | | | | |
| + Vùng đồi | 8 | 9 | 10 | 11 |
| + Vùng núi | 9 | 10 | 11 | 12 |

### *1.3.3. Quy định đối với nền đường của đường ô tô lâm nghiệp*

Nền đường phải được ổn định, không bị lún sụt, mái ta luy không bị sạt lở. Để đạt được các yêu cầu trên, khi thiết kế cần ưu tiên sử dụng kiểu nền đường đào, hạn chế kiểu nền đường đắp hoặc nửa đào, nửa đắp. Đối vói nền đường đắp, không được sử dụng đất nông nghiệp để đắp đường. Đất đắp nền phải được lu lèn nén chặt có độ nén chặt *K* để đảm bảo ở lớp đất đắp phía trên (có chiều sâu 30 cm tính từ mặt đường) phải có độ nén chặt $K > 0,95$, ở lớp đất tiếp theo có độ nén chặt $K > 0,9$. Độ nén chặt *K* được định nghĩa theo tài liệu [3], TCVN 8730 :2012:

Độ nén chặt là tỷ số giữa khối lượng thể tích đơn vị đất khô, $\gamma_c$ (g/cm$^3$) của đất đắp đạt được khi đầm nén tại hiện trường và khối lượng thể tích đơn vị đất khô lớn nhất, $\gamma_{c\,max}$ (g/cm$^3$) của đất đó đạt được khi thí nghiệm đầm chặt tiêu chuẩn ở trong phòng, ký hiệu là *K*, không có thứ nguyên, tính theo công thức:

$$K = \frac{\gamma_c}{\gamma_{c\max}} \qquad (1.4)$$

Trong đó:

$\gamma_c$ là khối lượng thể tích đơn vị đất khô của đất đạt được do đầm nén tại hiện trường, g/cm$^3$;

$\gamma_{c\,max}$ là khối lượng thể tích đơn vị đất khô lớn nhất của đất đó, xác định được bằng thí nghiệm đầm nén tiêu chuẩn ở trong phòng, g/cm$^3$;

## 1.4. Tổng quan về đường ô tô giao thông nông thôn

### *1.4.1. Các cấp kỹ thuật của đường ô tô nông thôn*

Tuỳ theo cấp thiết kế của đường, chiều rộng tối thiểu của mặt đường, lề đường, chiều rộng nền đường theo [2] được qui định ở bảng 1.4.

**Bảng 1.4: Qui định về chiều rộng tối thiểu của mặt đường, lề đường, chiều rộng nền đường đối với các cấp đường GTNT**

| **Cấp kỹ thuật của đường** | **Tốc độ thiết kế, *Km/h*** | **Chiều rộng nền, m** | **Chiều rộng mặt, *m*** | **Chiều rộng lề, *m*** |
|---|---|---|---|---|
| A | 30 (20) | 6,5 (6,0) | 3,5 | 1,50 (1,25) |
| B | 20 | 5,0 (4,0) | 3,5 (3,0) | 0,75 (0,5) |
| C | 15 | 4,0 (3,0) | 3,0 (2,0) | - |

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| D | - | 2,0 | 1,5 | - |

Trị số trong ngoặc áp dụng đối với địa hình miền núi, địa hình đồng bằng đặc biệt khó khăn hoặc bước đầu phân kỳ xây dựng.

### *1.4.2. Yêu cầu kỹ thuật của đường ô tô nông nghiệp*

Yêu cầu kỹ thuật của tuyến đường GTNT bao gồm các yếu tố: độ dốc dọc lớn nhất, chiều dài lớn nhất của đoạn có dốc dọc, chiều dài tầm nhìn hãm xe, chiều dài tầm nhìn trước xe ngược chiều, bán kính đường cong lồi, lõm tối thiểu thông thường, bán kính đường cong lồi, lõm tối thiểu giới hạn và tĩnh không thông xe.

Các yếu tố kỹ thuật của đường tùy theo cấp thiết kế được qui định tại bảng 1.5.

**Bảng 1.5: Qui định về các yếu tố kỹ thuật chính của đường đối với các cấp đường GTNT**

| **Thông số kỹ thuật** | **Cấp kỹ thuật của đường** | | | |
|---|---|---|---|---|
| | **A** | **B** | **C** | **D** |
| Độ dốc dọc lớn nhất, % | 9 (11) | 5 (13) | 5 (15) | - |
| Chiều dài lớn nhất của đoạn có dốc dọc lớn hơn 5%, *m* | 300 | 300 | 300 | - |
| Khoảng không tĩnh (theo chiều đứng), *m* | 4,5 | 3,5 | 3,0 | - |

Trị số trong ngoặc áp dụng đối với địa hình miền núi.

### 1.4.3. Quy định đối với mặt đường của đường ô tô nông nghiệp

Sử dụng các loại vật liệu sẵn có của địa phương để làm mặt đường nhằm giảm giá thành xây dựng đường như: đá dăm, cấp phối đá dăm, đá thải từ các mỏ đá, xỉ lò các loại, đá chẻ (đá lát), gạch lát, gạch vỡ, cuội sỏi, cát sỏi, đất đồi lẫn sỏi sạn (sỏi ong). Có thể kết hợp, phối trộn các loại vật liệu trên đây để

cải thiện khả năng chịu lực, khả năng ổn định của lớp vật liệu mặt đường trước tác động của thiên nhiên.

**1.5. Đặc trưng đường Nông - lâm nghiệp ảnh hưởng đến hoạt động của vi sai**

Đường Nông - lâm nghiệp có đặc điểm là được xây dựng ở miền núi có địa hình phức tạp, phân bố chủ yếu ở miền Trung và miền Bắc nước ta, có độ dốc lớn và nhiều góc cua (hình 1.7, 1.8), trên khoảng cách 1 km, đường Nông - lâm nghiệp tại đèo Ngoạn Mục (Lâm Đồng) có 15 khúc cua; Đường Nông - lâm nghiệp tại đèo Phượng Hoàng (Đăk Lắk) có 20 khúc cua; Đường Nông - lâm nghiệp tại đèo Pha Đin (Sơn La) có tới 16 khúc cua và đường Lâm nghiệp tại đèo Nhâu (Thái Nguyên) có 11 khúc cua… Vì thế xe hoạt động trên đường Nông - lâm nghiệp phải thường xuyên quay vòng, chuyển hướng nên cơ cấu vi sai sẽ làm việc nhiều hơn khi hoạt động trên đường giao thông thông thường. Khi đó ma sát xuất hiện sinh nhiệt làm nóng các chi tiết máy, gây mòn bề mặt và phá hủy các chi tiết vi sai (hình 1.9). Đồng thời ma sát gây tổn hao công suất, giảm hiệu suất truyền lực vi sai, ảnh hưởng xấu đến tính năng quay vòng và ổn định của xe. Trong trường hợp này cần nghiên cứu để giảm ma sát trong cơ cấu vi sai, từ đó giảm hư hỏng các chi tiết và tăng hiệu suất truyền lực vi sai, nâng cao tính năng quay vòng và ổn định của xe.

*a) Đèo Ngoạn Mục, Lâm Đồng* *b) Đèo Phượng Hoàng, Đăk Lăc*

*Hình 1.7 Đường Nông - lâm nghiệp chụp từ vệ tinh tại khu vực miền trung*

*a) Đèo Pha Đin* *b) Đèo Nhâu, Thái Nguyên*

*Hình 1.8 Đường Nông - lâm nghiệp chụp từ vệ tinh tại khu vực miền bắc*

*Hình 1.9 Các dạng hỏng bề mặt do ma sát trong cơ cấu vi sai*

Đường Nông - lâm nghiệp một số nơi có chất lượng mặt đường phức tạp, hình 1.10. Khi xe hoạt động trên địa hình này có mặt đường không bằng phẳng, mặt đất mềm trơn lầy, xe chuyển động trên đường thường bị trượt (pa ti nê), lúc này cần nghiên cứu tăng ma sát trong cơ cấu vi sai.

*Hình 1.10 Đường lâm nghiệp có mặt đất xấu tại đèo Ngoạn Mục, Lâm Đồng*

Ngoài công dụng mà bộ vi sai có về mặt động học là truyền mô men quay tới các bánh xe chủ động với vận tốc góc khác nhau, thì nó cũng phát sinh một nhược điểm kèm theo về mặt động lực học là giảm (hoặc mất mô men) khi một bên bánh xe đi vùng đất xấu. Mối quan hệ về sự phân bố mô men ở bộ vi sai và giữa 2 bên bánh xe theo [5], [18] được tính như sau:

$$M_2 = M_4 + M_5 \quad (1.5)$$

$$M_4 = M_5 + M_{ms} \quad (1.6)$$

Trong đó $M_2$ là mô men từ động cơ truyền đến vỏ vi sai, còn $M_4$ và $M_5$ là mô men phân bố đến bánh xe bên trái và bên phải, $M_{ms}$ là mô men ma sát trong của bộ vi sai. Khi xe đi trên đường khô tốt thì mô men từ động cơ truyền hết tới 2 bánh xe làm xe chuyển động bình thường. Nhưng khi một trong hai bánh xe sa xuống vũng lầy thì mô men bên đó xấp xỉ bằng 0 (giả sử $M_5 = 0$). Khi đó theo biểu thức (1.6) thì $M_4 = M_{ms}$. Đối với vi sai đối xứng thì $M_{ms}$ có giá trị nhỏ, nên ngay bánh xe trên phần đường tốt có mô men $M_4$ cũng không đủ thắng sức cản để xe vượt qua được.

Muốn xe vượt được qua vũng lầy thì phải tăng mô men ma sát $M_{ms}$ trong của bộ vi sai lên. Từ đó các bộ vi sai tăng ma sát ra đời. Khi dùng bộ khóa cứng vi sai thì $M_{ms} = \infty$. Lúc này nếu $M_5 = 0$ thì vẫn có $M_4 = M_2$, xe vượt được vùng đất xấu.

## 1.6. Tổng quan về các công trình nghiên cứu trong nước và trên thế giới

### *1.6.1. Các công trình đã nghiên cứu trên thế giới*

Các công trình nghiên cứu về cầu sau và vi sai ô tô thường tập trung tại các hãng sản xuất, các nhà máy, xí nghiệp chế tạo. Do vậy việc công bố kết quả của các công trình nghiên cứu này thường bị hạn chế bởi liên quan đến bí quyết công nghệ, bản quyền và tính cạnh tranh.

Những nghiên cứu cơ bản về cầu sau và vi sai ô tô trên thế giới được công bố thường tập trung vào chuyên sâu về bánh răng trong đó bao gồm các lĩnh vực: Tạo phôi, tạo hình bề mặt và nhiệt luyện.

Cùng với cụm hộp số, cụm cầu sau và vi sai trên ô tô được nghiên cứu theo xu hướng chính: khả năng truyền mô men lớn nhất và phân phối tỷ số truyền tối ưu nhất.

Những tiến bộ về thiết kế và chế tạo cầu sau và vi sai :

- Kích thước nhỏ gọn và truyền được mô men lớn. Giảm trọng lượng, tăng khoảng sáng gầm xe, dùng bánh răng có mô đun nhỏ hơn, nhưng có độ bền cao nhờ các tiến bộ về công nghệ chế tạo và vật liệu.

- Vỏ cầu sau bằng gang, thép đúc được thay thế bằng vỏ hợp kim nhẹ hơn, đặc biệt được sử dụng ở xe tải nhẹ.

- Giảm tiếng ồn nhờ cải tiến biên dạng bánh răng ăn khớp, sử dụng phương pháp thiết kế hiện đại và công nghệ chế tạo mới trên các máy cắt răng CNC.

Trên thế giới có nhiều công trình nghiên cứu thiết kế chế tạo cầu sau và vi sai, tiêu biểu là các công trình : "*Geared power Transmission Technology*" của John.coy, NASA Lewis Research Center. Công trình "*Gear Design*" của A.J. Lemnski, The Boeing Co. Công trình "*Fundamentals of Gear Stress/ Strength Relationships – Materials*" của Dale H Breen, Gear Research Institute. Công trình "*Computer Aided Design of Gear*" của giáo sư C.H. Suh Ph. D University of Colorado Boulder Colo, USA, 1996 là những công trình

nghiên cứu thiết kế tiêu biểu trên thế giới.

Do nhu cầu của các ngành sản xuất, các nhà khoa học trên thế giới nghiên cứu ngày càng hoàn thiện hơn các tính năng của ô tô. Bằng nhiều phương pháp và mức độ khác nhau các nhà khoa học đã quan tâm hơn khi nghiên cứu động lực học cơ cấu vi sai.

Trong những năm 40 – 50 của thế kỷ 20, do điều kiện nghiên cứu còn nhiều hạn chế, nên khi nghiên cứu tính năng kỹ thuật của ô tô, các nhà khoa học chưa có điều kiện đi sâu vào nghiên cứu động lực học máy, hoặc phải đưa ra các giả thiết. Thí dụ cho các bánh xe là tuyệt đối cứng và không bị biến dạng, điều này không đúng với thực tế.

Đến những năm gần đây, với sự phát triển của khoa học công nghệ, kỹ thuật đo hiện đại kết hợp với các phần mềm máy tính hiện đại, thì việc nghiên cứu động lực học xe nói chung và động lực học vi sai khá sâu sắc. Đã xây dựng được các phương trình nghiên cứu tính năng kéo bám của ô tô là cơ sở cho việc tính toán hệ thống truyền động của ô tô

Nghiên cứu về động lực học vi sai ô tô trên thế giới gần đây thường tập trung nghiên cứu các thuật toán để điều khiển tự động bộ vi sai hay còn gọi là bộ vi sai tích cực (active differential) tiêu biểu có các công trình:

Tác giả Marc Ollé Bernades với đề tài: *"Torque split between left and right drive shaft over a front wheel drive differential"* - 2012 [32], đã nghiên cứu và đưa ra mô hình tổn thất mô men do ma sát trên vi sai ảnh hưởng đến hệ thống lái do sự phân bố không đều mô men trên bán trục trái và phải. Tuy nhiên công trình này còn hạn chế chỉ phân tích tĩnh học bộ vi sai, nghiên cứu thực nghiệm bộ vi sai được gắn chặt trên bệ thử, không được thử nghiệm trên xe thật do đó hạn chế một số bậc tự do và các số yếu tố tác động lên nó.

Công trình "*Modeling of Active Differential Dynamics*" Joško Deur Hancock Assadian (2008), [36] công trình đưa ra mô hình toán học của bộ vi

sai tích cực dựa trên thuật toán bond graph, thiết lập mô hình mô phỏng cũng như trình bày các kết quả mô phỏng của mô hình.

Công trình "*Design of a Semi Active Differrential to improve the vehicals dynamics*" 2014 của nhóm tác giả Claudio Annicchiarico, Mirko Rinchi, Stefano Pellari, Renzo Capitani, [29] đã thiết kế và mô phỏng bộ vi sai bán chủ động SAD (*Semi Active Differrential*) sử dụng hệ thống thủy lực để điều khiển hệ số khóa vi sai trong điều kiện lái bình thường nhằm nâng cao chất lượng động lực học khi xe vào góc cua.

Công trình *"Dynamics of vehicles with controlled limited-slip differentials"* của Giordano Greco [38], đã nghiên cứu ứng dụng điều khiển tự động để điều khiển tối ưu sự phân phối và ổn định mô men của bộ vi sai giới hạn trượt điện tử (electronically controlled limited-slip differential) áp dụng cho xe thể thao.

Như vậy trên thế giới có nhiều công trình nghiên cứu về động lực học vi sai của ô tô, các công trình này chủ yếu tập trung nghiên cứu động lực học vi sai ô tô chạy trên đường và chưa gắn với điều kiện địa hình hoạt động cụ thể, đặc biệt không có công trình nghiên cứu động lực học vi sai của ô tô hoạt động phục vụ nông lâm nghiệp.

### *1.6.2. Các công trình đã nghiên cứu trong nước*

Trong sản xuất Nông - lâm nghiệp ô tô được sử dụng để thực hiện nhiều mục đích khác nhau, trong các điều kiện đất đai rất phức tạp và đa dạng. Lịch sử phát triển khoa học lý thuyết ô tô gắn liền với việc nghiên cứu các vấn đề động học, động lực học của từng cơ cấu hoặc của toàn máy trong điều kiện sử dụng khác nhau.

Nhiều chuyên gia nghiên cứu lý thuyết tính toán ô tô đều kết luận rằng, sau tính năng kéo bám của ô tô thì động lực học của vi sai là một tính năng kỹ thuật quan trọng của ô tô, cần được quan tâm nghiên cứu một cách đầy đủ.

Ở nước ta vấn đề động lực học vi sai chưa thực sự được quan tâm và nghiên cứu đầy đủ. Vốn lâu nay vẫn sử dụng ô tô nhập ngoại, hoặc chế tạo bằng cách chép mẫu của nước ngoài. Từ nhiều năm nay các nhà nghiên cứu chỉ tập trung nghiên cứu cải tiến bộ phận di động (bánh xe) nhằm nâng cao tính năng kéo bám của ô tô khi ô tô làm việc trên các địa hình khác nhau. Các nhà khoa học của Viện Cơ điện - Học viện Nông nghiệp Việt Nam, Trường đại học Bách khoa Hà Nội và các trường khác đã công bố các kết quả nghiên cứu có ý nghĩa khoa học về những vấn đề trên. Những vấn đề đó là cấp thiết nhưng chưa đủ. Đã đến lúc chúng ta nhìn thẳng vào hệ quả của việc chưa quan tâm đúng mức đến việc nghiên cứu tính năng khác của ô tô. Một số loại xe (công nông, xe lam...) do các cơ sở tư nhân tự thiết kế, chế tạo các bộ phận như: cầu chủ động, khung xe, hệ thống lái của các loại xe tải của Liên Xô (cũ), Trung Quốc… lắp ráp lại với nhau mà bỏ qua công tác tính toán. Nên các loại xe này không đạt yêu cầu kỹ thuật và đã gây ra nhiều tai nạn.

Trong lĩnh vực thiết kế chế tạo, đề tài NCKH cấp Nhà nước "*Nghiên cứu thiết kế và chế tạo cụm cầu sau sử dụng cho các loại xe ô tô tải nhỏ tải trọng đến 3 tấn*" mã số KC05-22/06-10 thực hiện 1/2009 – 12/2010 của Tổng công ty Máy động lực và Máy nông nghiệp Việt Nam [21], đã thiết kế chế tạo thử nghiệm hoàn thiện bộ vi sai xe tải nhẹ 3 tấn, kết quả làm cơ sở cho chế tạo cụm cầu sau và bộ vi sai ô tô trong nước.

Các công trình nghiên cứu chuyên sâu động lực học và mở rộng về cụm cầu sau không nhiều. Trong lĩnh vực cơ học có đề tài Nguyễn Thị Hồng Cẩm [4], "*Tối ưu hóa phân phối tỉ số truyền cho hộp giảm tốc hành tinh 2 cấp và hộp vi sai kín*", Đại học Kỹ thuật Công nghiệp, 2012-2013. Đề tài này hạn chế ở những tính toán lý thuyết truyền thống độc lập cụm vi sai nói chung.

Đề tài "*Nghiên cứu cải tiến khóa vi sai của máy kéo MTZ 50 để làm việc có hiệu quả trên dốc ngang*" tại Học viện Nông Nghiệp Việt Nam (2005)

[27], đã xây dựng cơ sở lý thuyết để thiết kế cải tiến cơ cấu khóa vi sai tự động làm việc trong điều kiện đồi dốc và xây dựng mô hình toán học khảo sát quá trình làm việc của hộp vi sai cải tiến. Tuy nhiên đề tài này chưa tính đến các thông số ảnh hưởng như hệ số bám $\varphi$ là hàm ngẫu nhiên, tải trọng máy kéo thay đổi, chưa chế tạo cơ cấu để kiểm nghiệm trên thực tế.

Đề tài "*Nghiên cứu tính chất động lực học của hệ thống vi sai và ảnh hưởng của hệ số khoá vi sai đến tính năng kéo bám của máy kéo*" tại Học viện Nông Nghiệp Việt Nam (2008) [7], đã xây dựng mô hình nghiên cứu và chương trình tính toán, khảo sát khả năng kéo bám vi sai của máy kéo với sự trợ giúp của phần mềm Matlab. Tiến hành thí nghiệm xác định một số thông số động lực học của cơ cấu vi sai. Tuy nhiên đề tài này giới hạn ở các thông số khảo sát và địa hình làm việc của bộ vi sai.

Đề tài "*Nghiên cứu chức năng vi sai trong vấn đề điều khiển động lực học ô tô*", tại Đại học Bách khoa Hà nội (2013) [28], đã đưa ra những đánh giá về khả năng điều khiển, các biện pháp tăng tính ổn định của ô tô hiện đại, phân tích các nguyên lý làm việc, ưu nhược điểm của các hệ thống vi sai tích cực. Tuy nhiên, tác giả chỉ mới đưa ra các nghiên cứu mang tính tổng quan. Để có thể đánh giá đầy đủ hơn các biện pháp nâng cao khả năng ổn định của ô tô khi sử dụng vi sai có điều khiển tích cực bằng các phần mềm mô phỏng hiện đại.

## Kết luận chương 1

Công cuộc nội địa hóa ô tô đặt ra những nhiệm vụ lớn, từ nghiên cứu tổng quan, tác giả luận án đã xác định được nhiệm vụ, mục đích, phương pháp và nội dung nghiên cứu nhằm đóng góp vào công cuộc nội địa hóa ngành công nghiệp ô tô trong nước, phục vụ công tác nghiên cứu khoa học và đào tạo.

Với vai trò quan trọng của ngành Nông - lâm nghiệp trong công cuộc phát triển đất nước. Việc nghiên cứu cải tiến cơ cấu vi sai của dòng xe tải nhỏ thông dụng có thể sử dụng tốt trong Nông - lâm nghiệp đặt ra yêu cầu đặt ra cấp thiết, cần có nghiên cứu chuyên sâu.

Nghiên cứu phân tích đặc tính kỹ thuật của loại đường ô tô Nông - lâm nghiệp ảnh hưởng đến hoạt động của cơ cấu vi sai từ đó cần nghiên cứu giảm ma sát để tăng hiệu suất truyền lực vi sai, nâng cao tính năng quay vòng và nâng cao ma sát trong vi sai để tăng sức vượt của xe khi làm việc trong điều kiện đường xấu.

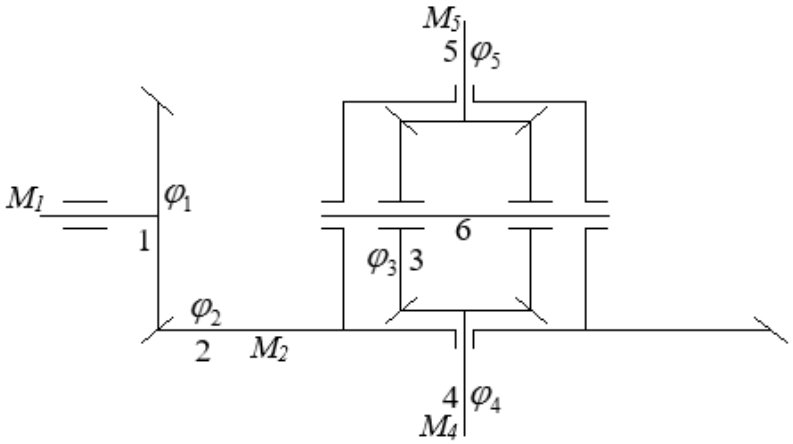
Nghiên cứu phân tích cấu tạo, đặc tính kỹ thuật của bộ vi sai nghiên cứu cũng như các bộ vi sai có ma sát trong phù hợp nhằm làm cơ sở đề xuất kết cấu bộ vi sai làm việc trong điều kiện Nông - lâm nghiệp.

Dựa vào các tài liệu thu thập được, đã phân tích các công trình nghiên cứu động lực học vi sai của các tác giả trong nước và trên thế giới đã công bố. Hiện nay trên thế giới chưa có nhiều công trình nghiên cứu về động lực học vi sai của ô tô và máy kéo, chủ yếu tập trung vào bộ vi sai tích cực nhưng chưa có công trình nào nghiên cứu cơ cấu vi sai trong điều kiện hoạt động cụ thể, đặc biệt là đường nông lâm nghiệp. Ở Việt Nam có rất ít các công trình nghiên cứu động lực học vi sai của ô tô, chủ yếu tập trung vào máy kéo và chưa có nghiên cứu nào thực hiện nghiên cứu động lực học vi sai của ô tô tải nhỏ hoạt động trong nông lâm nghiệp.

# Chương 2
# XÂY DỰNG MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC VI SAI CẦU XE TẢI NHỎ

## 2.1. Mô hình cơ cấu vi sai cầu sau xe tải nhỏ

Trong mô hình động lực học cơ cấu vi sai cầu sau xe tải nhỏ ta không xét đến hiệu suất của ly hợp, hộp số, trục các đăng, chỉ xét mô men phân bố đến trục chủ động của truyền lực chính là $M_1$. Như vậy từ mô men trên trục của bánh răng chủ động $M_1$ thông qua cặp bánh răng hypoid của truyền lực chính và cơ cấu vi sai sẽ được phân chia ra hai bánh xe chủ động bên trái và bên phải là $M_4$, $M_5$. Mô hình nghiên cứu động lực học cơ cấu vi sai xe tải nhỏ được NCS đưa ra như trên hình 2.1.




*Hình 2.1 Mô hình động lực học cầu sau và cơ cấu vi sai xe tải nhỏ*

*1. Bánh răng chủ động; 2. Bánh răng bị động và vỏ vi sai; 3. Bánh răng hành tinh;*

*4. Bánh răng bán trục trái; 5. Bánh răng bán trục phải; 6. Trục chữ thập*

Trong đó: $\varphi_1$ - Chuyển vị góc của bánh răng chủ động;

$\varphi_2$ - Chuyển vị góc của bánh răng bị động và vỏ vi sai;

$\varphi_3$ - Chuyển vị góc của bánh răng hành tinh;

$\varphi_4$ - Chuyển vị góc của bánh răng bán trục trái;

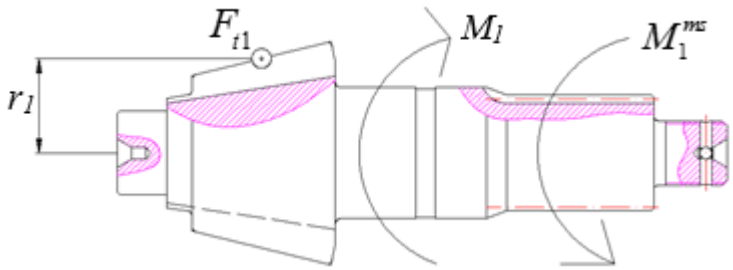
$\varphi_5$ - Chuyển vị góc của bánh răng bán trục phải;

$M_1$, $M_2$, $M_4$, $M_5$ lần lượt là mô men xoắn trên trục chủ động, trục bị động, bánh răng bán trục trái và bánh răng bán trục phải.

## 2.2. Phân tích lực tác dụng lên các chi tiết cơ cấu vi sai

### *2.2.1. Lực tác dụng trên bánh răng chủ động*

Lực tác dụng lên bánh răng chủ động được thể hiện như trên hình 2.2.




*Hình 2.2 Lực tác dụng lên bánh răng chủ động*

Trong đó:

$F_{t1}$ - Lực vòng, do mô men $M_1$ trên bánh răng chủ động;

$M_1^{ms}$ - Mô men ma sát trên trục chủ động;

$r_1$ - Bán kính ăn khớp của bánh răng chủ động.

Từ phương trình cân bằng lực trên bánh răng chủ động ta có:

$$M_1 - F_{t1}.r_1 - M_1^{ms} = I_1 \ddot{\varphi}_1 \qquad (2.1)$$

$I_1$: Mô men quán tính của bánh răng chủ động.

### *2.2.2. Lực tác dụng trên bánh răng bị động*

Lực tác dụng lên bánh răng bị động và vỏ vi sai được thể hiện trên hình 2.3.

Trong đó:

$F_{t2}$: lực do bánh răng bị động và vỏ vi sai dụng lên trục chữ thập làm bánh răng hành tinh quay quanh trục của nó

$M_2^{ms}$: Mô men ma sát trên trục bị động;

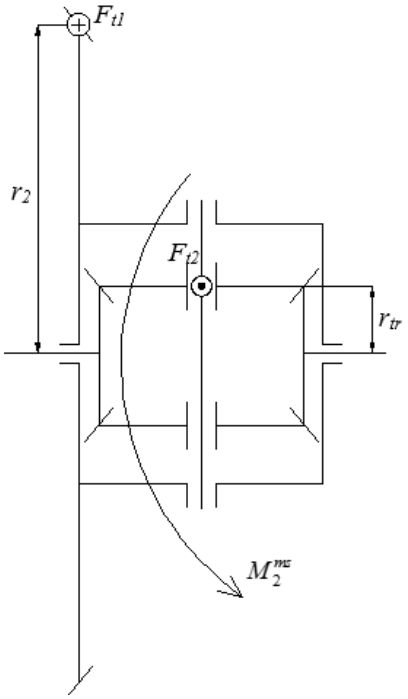
$r_2$: bán kính ăn khớp của bánh răng bị động;

$r_{tr}$: bán kính đặt lực $F_{t2}$ từ bánh răng bị động và vỏ vi sai tác dụng lên trục chữ thập.

Từ phương trình cân bằng lực trên bánh răng bị động ta có:

$$F_{t1}.r_2 - F_{t2}.r_{tr} - M_2^{ms} = I_2 \ddot{\varphi}_2 \quad (2.2)$$

$I_2$: Mô men quán tính của bánh răng bị động và vỏ vi sai.




*Hình 2.3 Lực tác dụng lên bánh răng bị động*

### *2.2.3. Lực tác dụng trên bánh răng hành tinh*

Lực tác dụng lên bánh răng hành tinh được thể hiện như trên hình 2.4. Trong đó:

$F_{t3}$, $F_{t4}$: lực ăn khớp của bánh răng hành tinh với bánh răng bán trục phải và trái;

$M_3^{ms}$: Mô men ma sát trên trục bánh răng hành tinh;

$r_3$: bán kính ăn khớp của bánh răng hành tinh.

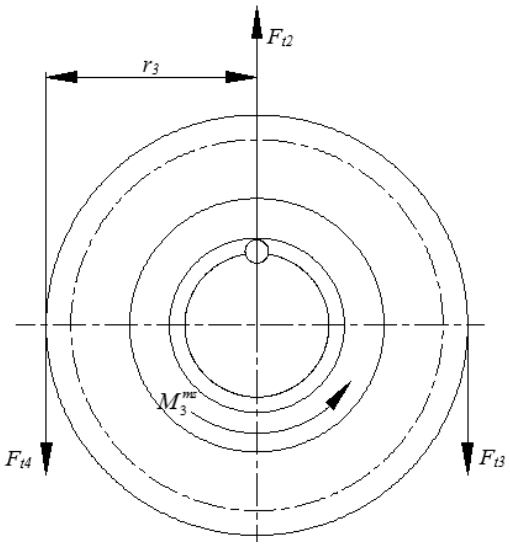
Theo hình 2.4 ta có quan hệ:

$$F_{t2} = F_{t3} + F_{t4} \tag{2.3}$$

Từ phương trình cân bằng lực trên bánh răng hành tinh ta có:

$$F_{t3}.r_3 - F_{t4}.r_3 - M_3^{ms} = I_3 \ddot{\varphi}_3 \tag{2.4}$$

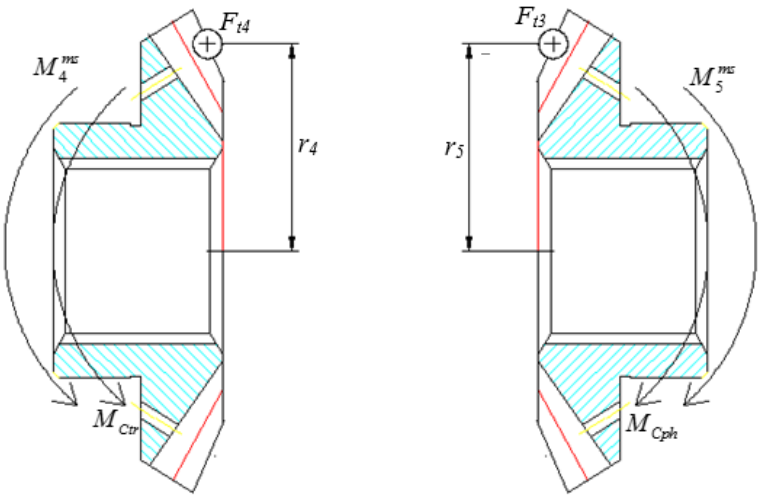
$I_3$: mô men quán tính của bánh răng hành tinh.




*Hình 2.4 Lực tác dụng lên bánh răng hành tinh*

### *2.2.4. Lực tác dụng trên bánh răng bán trục*

Lực tác dụng lên bánh răng bán trục trái và phải được thể hiện trên hình 2.5



*Hình 2.5 Lực tác dụng lên bánh răng bán trục trái và phải*

Trong đó:

$M_4^{ms}, M_5^{ms}$ - Mô men ma sát trên trục bánh răng bán trục trái và phải;

$M_{Ctr}, M_{Cph}$ - Mô men cản trên trục bánh răng bán trục trái và phải;

$r_4$, $r_5$ - Bán kính ăn khớp của bánh răng bán trục trái và phải, ta có $r_{tr}=r_4=r_5$.

Từ phương trình cân bằng lực trên bánh răng bán trục trái và phải ta có:

$$F_{t4}.r_4 - M_{Ctr} - M_4^{ms} = I_4 \ddot{\varphi}_4 \quad (2.5)$$

$$F_{t3}.r_5 - M_{Cph} - M_5^{ms} = I_5 \ddot{\varphi}_5 \quad (2.6)$$

$I_4$, $I_5$ - Mô men quán tính của bánh răng bán trục trái và phải.

Theo [5], ta có các biểu thức quan hệ động học trong hệ thống vi sai:

$$\varphi_1 = \frac{a_1}{2}(\varphi_4 + \varphi_5) \qquad \varphi_2 = \frac{1}{2}(\varphi_4 + \varphi_5) \qquad \varphi_3 = a_2(\varphi_4 - \varphi_5) \quad (2.7)$$

Với $a_1$, $a_2$ là tỷ số truyền của truyền lực chính và cặp bánh răng hành tinh bán trục:

$$a_1 = \frac{r_2}{r_1} \qquad a_2 = \frac{r_4}{r_3} = \frac{r_5}{r_3} \quad (2.8)$$

## 2.3. Xây dựng hệ phương trình vi phân động lực học của vi sai

### *2.3.1. Phương trình tổng quát động lực học của vi sai*

Phương trình vi phân mô tả động lực học của cơ cấu vi sai được lập dựa trên phương pháp Newton - Euler, ta xây dựng được hệ các phương trình (2.9) đến (2.13) là phương trình tổng quát động lực học có xét đến ma sát trong cơ cấu vi sai.

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_1 = M_1 - F_{t1}.r_1 - M_1^{ms} & (2.9) \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 = F_{t1}.r_2 - F_{t2}.r_{tr} - M_2^{ms} & (2.10) \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 = F_{t3}.r_3 - F_{t4}.r_3 - M_3^{ms} & (2.11) \\ I_4 \ddot{\varphi}_4 = F_{t4}.r_4 - M_{Ctr} - M_4^{ms} & (2.12) \\ I_5 \ddot{\varphi}_5 = F_{t3}.r_5 - M_{Cph} - M_5^{ms} & (2.13) \end{cases}$$

Từ biểu thức (2.10), (2.11) ta có:

$$M_1 a_1 - F_{t2}.r_{tr} - M_1^{ms} a_1 - M_2^{ms} = (I_1 a_1^2 + I_2)\ddot{\varphi}_2 \quad (2.14)$$

Từ (2.3), (2.11) và (2.12) ta có:

$$F_{t2}.\frac{r_4}{2} - M_{Ctr} - M_3^{ms}.\frac{r_4}{2r_3} - M_4^{ms} = I_4 \ddot{\varphi}_4 + I_3 \ddot{\varphi}_3 . \frac{r_4}{2r_3} \quad (2.15)$$

Từ (2.3), (2.11) và (2.13) ta có:

$$F_{t2}.\frac{r_5}{2} - M_{Cph} - M_3^{ms}.\frac{r_5}{2r_3} - M_5^{ms} = I_5 \ddot{\varphi}_5 - I_3 \ddot{\varphi}_3 . \frac{r_5}{2r_3} \quad (2.16)$$

Từ (2.14), (2.15) ta có (2.17):

$$M_1 \frac{a_1}{2} - M_{Ctr} - M_1^{ms} \frac{a_1}{2} - M_2^{ms} \frac{1}{2} - M_3^{ms} a_2 - M_4^{ms} = I_4 \ddot{\varphi}_4 + I_3 \ddot{\varphi}_3 a_2 + (I_1 a_1^2 + I_2)\ddot{\varphi}_2 \frac{1}{2} \quad (2.17)$$

Từ (2.14), (2.16) ta có (2.18):

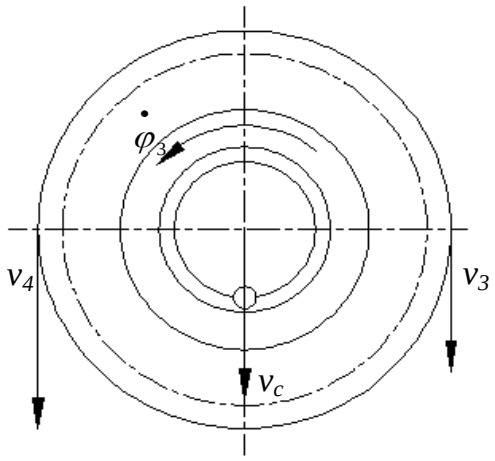
$$M_1 \frac{a_1}{2} - M_{Cph} - M_1^{ms} \frac{a_1}{2} - M_2^{ms} \frac{1}{2} + M_3^{ms} a_2 - M_5^{ms} = I_5 \ddot{\varphi}_5 - I_3 \ddot{\varphi}_3 a_2 + (I_1 a_1^2 + I_2)\ddot{\varphi}_2 \frac{1}{2} \quad (2.18)$$

### *2.3.2. Phương trình động học của bánh răng hành tinh và bán trục*

Xét các biểu thức động học tại bánh răng hành tinh:

Từ hình 2.6, ta có các quan hệ vận tốc trên bánh răng hành tinh

$$\begin{aligned} v_4 &= v_c + \dot{\varphi}_3 r_3 \\ v_3 &= v_c - \dot{\varphi}_3 r_3 \end{aligned} \quad (2.19)$$




*Hình 2.6 Quan hệ vận tốc trên bánh răng hành tinh*

Trong đó:

$$\begin{aligned} v_4 &= \dot{\varphi}_4 r_4 \\ v_3 &= \dot{\varphi}_5 r_5 \\ v_c &= \dot{\varphi}_2 r_{tr} \end{aligned} \tag{2.20}$$

So sánh (2.20) và (2.21) ta có:

$$\begin{aligned} \dot{\varphi}_4 r_4 &= \dot{\varphi}_2 r_{tr} + \dot{\varphi}_3 r_3 \\ \dot{\varphi}_5 r_5 &= \dot{\varphi}_2 r_{tr} - \dot{\varphi}_3 r_3 \end{aligned} \tag{2.21}$$

Từ (2.22) rút ra:

$$\dot{\varphi}_4 r_4 - \dot{\varphi}_5 r_5 = 2\dot{\varphi}_3 r_3 \Rightarrow \dot{\varphi}_3 = \dot{\varphi}_4 \frac{r_4}{2r_3} - \dot{\varphi}_5 \frac{r_5}{2r_3}$$

$$\Rightarrow \dot{\varphi}_3 = (\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5) a_2 \tag{2.22}$$

$$\dot{\varphi}_4 r_4 + \dot{\varphi}_5 r_5 = 2\dot{\varphi}_2 r_{tr} \Rightarrow \dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_4 \frac{r_4}{2r_{tr}} + \dot{\varphi}_5 \frac{r_5}{2r_{tr}} \tag{2.23}$$

Khi xe chuyển động thẳng và sức cản ở hai bánh xe bằng nhau ta có:

$$\dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_4 = \dot{\varphi}_5 \qquad \dot{\varphi}_3 = 0 \tag{2.24}$$

+ Trường hợp bánh răng bán trục bên phải đứng yên (bánh xe bên phải bị bó cứng, bánh xe bên trái quay với tốc độ gấp đôi).

$$\dot{\varphi}_4 = 2\dot{\varphi}_2 \qquad \dot{\varphi}_3 = 2\dot{\varphi}_2 a_2 \tag{2.25}$$

+ Trường hợp vỏ vi sai đứng yên, nghĩa là khi $\dot{\varphi}_2 = 0$

$$\dot{\varphi}_5 = -\dot{\varphi}_4 \qquad \dot{\varphi}_3 = 2\dot{\varphi}_4 a_2 = -2\dot{\varphi}_5 a_2 \tag{2.26}$$

### *2.3.3. Phương trình động lực học rút gọn của cơ cấu vi sai*

Thế (2.22), (2.23) vào vế phải của (2.17) và (2.18), vì vi sai đối xứng nên $I_4$=$I_5$ và chỉ xét cho một bánh răng hành tinh, ta có:

$$\begin{cases} I_4\ddot{\varphi}_4 + 2I_3a_2^2\ddot{\varphi}_4 + \frac{I_1a_1^2}{4}\ddot{\varphi}_4 + \frac{I_2}{4}\ddot{\varphi}_4 - 2I_3a_2^2\ddot{\varphi}_5 + \frac{I_1a_1^2}{4}\ddot{\varphi}_5 + \frac{I_2}{4}\ddot{\varphi}_5 = \\ = (\frac{I_1a_1^2}{4} + \frac{I_2}{4} + I_4 + 2I_3a_2^2)\ddot{\varphi}_4 + (\frac{I_1a_1^2}{4} + \frac{I_2}{4} - 2I_3a_2^2)\ddot{\varphi}_5 \end{cases} \tag{2.27}$$

$$\begin{cases} I_5\ddot{\varphi}_5 + 2I_3a_2^2\ddot{\varphi}_5 + \frac{I_1a_1^2}{4}\ddot{\varphi}_5 + \frac{I_2}{4}\ddot{\varphi}_5 - 2I_3a_2^2\ddot{\varphi}_4 + \frac{I_1a_1^2}{4}\ddot{\varphi}_4 + \frac{I_2}{4}\ddot{\varphi}_4 = \\ = (\frac{I_1a_1^2}{4} + \frac{I_2}{4} - 2I_3a_2^2)\ddot{\varphi}_4 + (\frac{I_1a_1^2}{4} + \frac{I_2}{4} + I_4 + 2I_3a_2^2)\ddot{\varphi}_5 \end{cases} \tag{2.28}$$

Thế (2.27), (2.28) vào (2.17), (2.18) ta được hệ hai phương trình rút gọn (2.29), (2.30) biểu diễn động lực học của vi sai.

$$\begin{cases} M_1\frac{a_1}{2} - M_{Ctr} - M_1^{ms}\frac{a_1}{2} - M_2^{ms}\frac{1}{2} \pm 2M_3^{ms}a_2 \pm M_4^{ms} = (\frac{I_1a_1^2}{4} + \frac{I_2}{4} + I_4 + 2I_3a_2^2)\ddot{\varphi}_4 + \\ + (\frac{I_1a_1^2}{4} + \frac{I_2}{4} - 2I_3a_2^2)\ddot{\varphi}_5 \end{cases} \tag{2.29}$$

$$\begin{cases} M_1\frac{a_1}{2} - M_{Cph} - M_1^{ms}\frac{a_1}{2} - M_2^{ms}\frac{1}{2} \pm 2M_3^{ms}a_2 \pm M_5^{ms} = (\frac{I_1a_1^2}{4} + \frac{I_2}{4} - 2I_3a_2^2)\ddot{\varphi}_4 + \\ + (\frac{I_1a_1^2}{4} + \frac{I_2}{4} + I_4 + 2I_3a_2^2)\ddot{\varphi}_5 \end{cases} \tag{2.30}$$

Hệ phương trình vi phân (2.29), (2.30) mô tả động lực học vi sai khi có xét đến ma sát trong cơ cấu vi sai. Trên cở sở hệ phương trình vi phân này, ta khảo sát được mô men, chuyển vị và vận tốc góc phân bố ra hai bán trục.

Ứng dụng phần mềm MuPAD trong Matlab, giải hệ phương trình (2.29), (2.30). Ta có biểu thức tính lực kéo của bánh xe bên trái $P_{k1}$ và bên phải $P_{k2}$ (2.31), (2.32).

$$P_{k1} = I_4 \frac{(M_{Ctr} + M_{ms} - \frac{M_1 a_1}{2})A + (M_{ms} - M_{Cph} + \frac{M_1 a_1}{2})B}{r_{bx}(B^2 - A^2)} \quad (2.31)$$

$$P_{k1} = -I_4 \frac{(M_{Ctr} + M_{ms} - \frac{M_1 a_1}{2})B + (M_{ms} - M_{Cph} + \frac{M_1 a_1}{2})A}{r_{bx}(B^2 - A^2)} \quad (2.32)$$

Với: $r_{bx}$ là bán kính bánh xe

$$A = \frac{I_1 a_1^2}{4} + \frac{I_2}{4} + I_4 + 2I_3 a_2^2$$

$$B = \frac{I_1 a_1^2}{4} + \frac{I_2}{4} - 2I_3 a_2^2$$

### *2.3.4. Lực cản trong truyền lực chính và cơ cấu vi sai*

Từ hệ phương trình (2.29), (2.30) ta thấy rằng mô men ma sát trong truyền lực chính và cơ cấu vi sai chia thành 2 nhóm:

*+ Nhóm 1*: Mô men ma sát $M_{R1}$ do mô men cản trên cụm truyền lực chính

$$M_1 \frac{a_1}{2} - M_1^{ms} \frac{a_1}{2} - M_2^{ms} \frac{1}{2} = M_{R_1} \quad (2.33)$$

$M_{R_1}$ : Mô men ma sát trên trục chủ động và bị động

Các mô men ma sát này bao gồm:

- Ma sát trong ổ bi truyền lực chính;
- Ma sát trong ăn khớp cặp bánh răng truyền lực chính;
- Ma sát do khuấy dầu trong cụm truyền lực chính.

*+ Nhóm 2:* Mô men ma sát $M_{R2}$ do mô men cản trên bánh răng hành tinh và bán trục.

$$\pm 2M_3^{ms} a_2 \pm M_4^{ms} = M_{R2} \quad (2.34)$$

Trong đó:

$$\pm M_3^{ms} a_2 \begin{cases} + & \text{Khi } \varphi_3 < 0 \text{ hoặc } F_{t3} > F_{t4} \\ - & \text{Khi } \varphi_3 > 0 \text{ hoặc } F_{t3} < F_{t4} \end{cases} \quad (2.35)$$

$M_3^{ms} a_2$: Mô men ma sát trên trục bánh răng hành tinh;

$a_1$, $a_2$: Được định nghĩa trên công thức (2.8).

Các mô men ma sát trên bánh răng hành tinh:

- Ma sát trong ăn khớp bánh răng hành tinh và bán trục;
- Ma sát do tiếp xúc giữa bánh răng hành tinh và đệm tựa lưng;
- Ma sát do tiếp xúc giữa bánh răng hành tinh và trục chữ thập;
- Ma sát do khuấy dầu bôi trơn.

$M_4^{ms}$: Mô men ma sát trên trục các bánh răng bán trục.

$$\pm M_4^{ms} \begin{cases} +\text{Khi } \varphi_2 > \varphi_4 \text{ hoặc } \varphi_3 < 0 \\ -\text{Khi } \varphi_2 < \varphi_4 \text{ hoặc } F_{t3} < F_{t4} \end{cases} \quad (2.36)$$

Các mô men ma sát này bao gồm:

- Ma sát trong ăn khớp bánh răng hành tinh và bán trục;
- Ma sát do tiếp xúc giữa bánh răng bán trục và vỏ vi sai;
- Ma sát do khuấy dầu bôi trơn.

### *2.3.5. Ma sát trong bộ vi sai cầu sau xe tải nhỏ*

*2.3.5.1. Các vị trí ma sát trong bộ vi sai*

Từ mô hình nghiên cứu như hình 2.1, khi truyền mô men xoắn từ trục bánh răng chủ động, mô men xoắn $M_1$ sẽ bị tổn hao do ma sát trong truyền lực chính và cơ cấu vi sai, do đó mô men xoắn ở bánh xe chủ động sẽ nhỏ hơn mô men xoắn của trục chủ động. Như vậy, sự thay đổi mô men phân bố ra các bánh xe chủ động phụ thuộc vào giá trị mô men ma sát.

Từ hệ phương trình vi phân mô tả động lực học hệ vi sai khi có xét đến

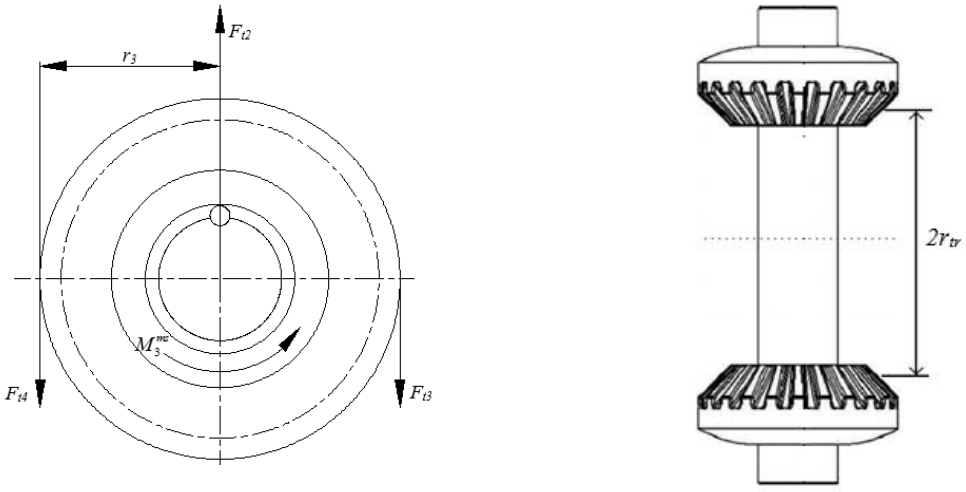
ma sát trong hệ vi sai đã thiết lập (2.29) và (2.30). Khi không xét đến các tổn thất do ăn khớp răng của cặp bánh răng truyền lực chính và vi sai, hao tổn trong mối lắp ghép then, ma sát trong các ổ bi cũng như ma sát do khuấy dầu. Chỉ xét ma sát do tiếp xúc trong các bộ phận của cơ cấu vi sai, từ đó ta có ma sát trong các bộ phận của hệ thống vi bao gồm: Ma sát giữa bánh răng hành tinh khi quay quanh trục chữ thập $M_{ht/tr}^{ms}$, ma sát bánh răng hành tinh và đệm tựa lưng $M_{ht/d}^{ms}$, ma sát giữa bánh răng bán trục và vỏ vi sai $M_{bt/v}^{ms}$.

*2.3.5.2. Ma sát giữa bánh răng hành tinh và trục chữ thập*

Bánh răng hành tinh khi quay quanh trục chữ thập sẽ chịu tác dụng của các lực như hình 2.7a. Lực tác dụng làm quay trục chữ thập $F_{t2}$ do mô men xoắn trên bánh răng vành chậu và vỏ vi sai $M_2$ gây ra và được tính theo (2.37).

$$F_{t2} = \frac{M_2}{2r_{tr}} \tag{2.37}$$

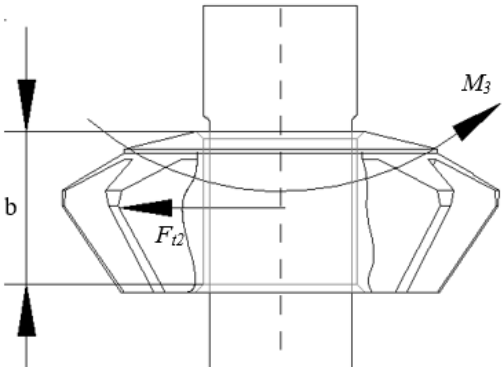
Trong công thức (2.37), $r_{tr}$ là bán kính đặt lực $F_{t2}$ như hình 2.7b




*a. Lực trên bánh răng hành tinh* *b. Bán kính đặt lực $F_{t2}$*

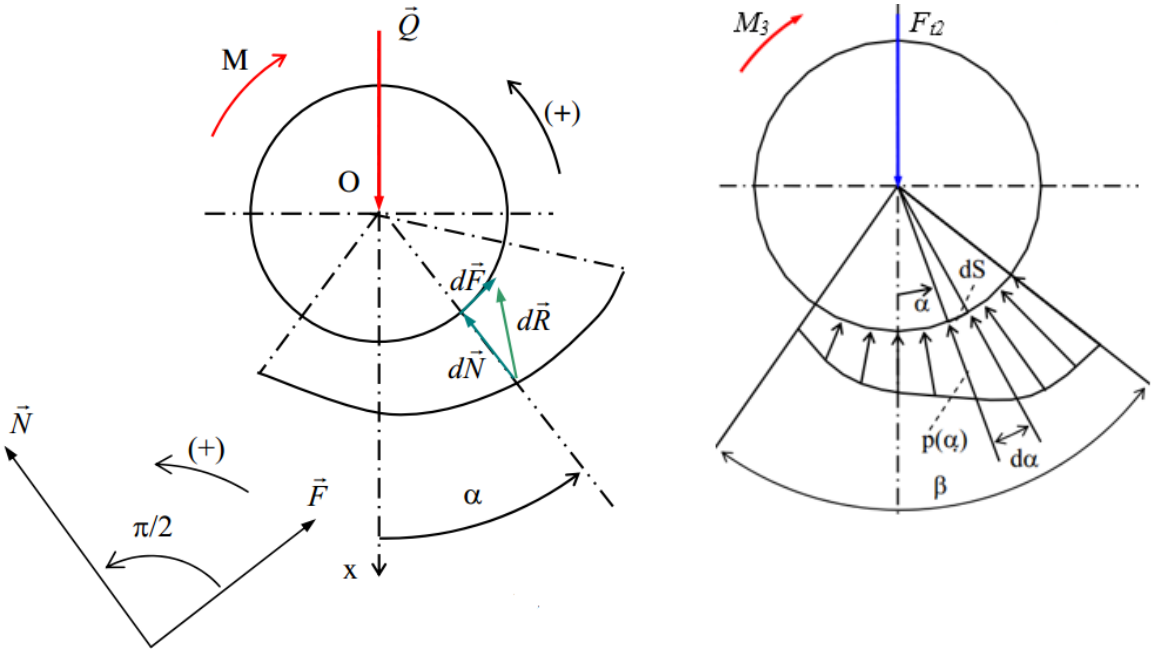
*Hình 2.7 Lực tác dụng và kích thước hình học trên trục bánh răng hành tinh*

Mô hình tính toán mô men ma sát khi bánh răng hành tinh quay quanh trục chữ thập theo lý thuyết máy [13], [44] là bài toán ma sát trong khớp quay được NCS mô tả như hình 2.8.




*Hình 2.8 Mô hình ma sát khi bánh răng vi sai quay quanh trục chữ thập*

Với $M_3$ là mô men quay bánh răng hành tinh; $b$ bề dày bánh răng hành tinh; Áp lực giữa bề mặt trục chữ thập và lỗ trục bánh răng hành tinh sẽ tiếp xúc nhau theo cung tròn $\beta$. Giả sử áp lực này phân bố theo hàm $p(\alpha)$ nào đó trong cung $\beta$ (hình 2.9).




*Hình 2.9 Áp lực phân bố trong tiếp xúc bề mặt trục chữ thập và lỗ trục bánh răng hành tinh*

Xét phân tố diện tích tiếp xúc $dS$ chắn cung $d\alpha$. Vị trí của $dS$ được xác định bằng góc $\alpha$ so với phương của lực $F_{t2}$. $r_{ct}$ là bán kính trục chữ thập

Ta có: $dS = br_{ct}\,d\alpha$

(2.38)

Trên *dS* áp lực từ bánh răng vi sai tác dụng lên trục là $d\vec{N}$ .Do *dS* khá nhỏ nên nên có thể xem như áp suất phân bố đều trên *dS* và có giá trị bằng *p(α)* do đó:

$$dN = p(\alpha)dS = br_{ct}\,p(\alpha)d\alpha \tag{2.39}$$

Do áp suất đều đi qua tâm O của trục nên áp lực $d\vec{N}$ cũng đi qua tâm O.

Khi bánh răng vi sai quay, trên *dS* xuất hiện lực ma sát $d\vec{F}$ có chiều ngược với chiều quay của bánh răng vi sai. Cũng do *dS* khá nhỏ nên có thể xem *dS* là một mặt phẳng, theo định luật ma sát Coulomb ta có:

$$d\vec{F} \perp d\vec{N} \text{ Và } dF = \mu_{ht/tr}dN = \mu_{ht/tr}br_{ct}\,p(\alpha)d\alpha \tag{2.40}$$

Với $\mu_{ht/tr}$ là hệ số ma sát giữa bánh răng hành tinh và trục

Mô men ma sát trên phân bố diện tích *dS*:

$$dM^{ms}_{ht/tr} = r_{ct}dF = \mu_{ht/tr}br^2_{ct}\,p(\alpha)d\alpha \tag{2.41}$$

$M^{ms}_{ht/tr}$ mô men ma sát giữa bề mặt trục chữ thập và bánh răng vi sai:

$$M^{ms}_{ht/tr} = \int_{\beta} dM^{ms}_{ht/tr}dS = \int_{\beta} \mu_{ht/tr}br^2_{ct}\,p(\alpha)d\alpha = \mu_{ht/tr}br^2_{ct}\int_{\beta} p(\alpha)d\alpha \tag{2.42}$$

Công thức (2.42) mới chỉ cho ta quan hệ giữa mô men ma sát $M^{ms}_{ht/tr}$ và áp suất *p(α)*. Để tính $M^{ms}_{ht/tr}$ theo tải trọng $F_{t2}$ ta cần xác định quan hệ giữa $F_{t2}$ và *p(α)*

Đặt: $d\vec{R} = d\vec{N} + d\vec{F}$ (2.43)

Ta có:

$$dR = \sqrt{dN^2 + dF^2} = \sqrt{dN^2 + \mu^2_{ht/tr}dN^2} = dN\sqrt{1+\mu^2_{ht/tr}} \tag{2.44}$$

$$\Rightarrow dR = br_{tr}\sqrt{1+\mu^2_{ht/tr}}.p(\alpha)d\alpha \tag{2.45}$$

Trong khi:

$$tg(d\vec{R},d\vec{N}) = \frac{dF}{dN} = \mu_{ht/tr} = tg\varphi \tag{2.46}$$

$$\Rightarrow (d\vec{R},d\vec{N}) = \varphi \tag{2.47}$$

Mặt khác: $$(d\vec{N},\overrightarrow{F_{t2}}) = \pi - \alpha \tag{2.48}$$

$$\Rightarrow (d\vec{N},\overrightarrow{F_{t2}}) = (d\vec{R},d\vec{N}) + (d\vec{N},\overrightarrow{F_{t2}}) = \varphi + \pi - \alpha \tag{2.49}$$

Từ điều kiện cân bằng lực của trục như hình 2.9 ta có:

$$\overrightarrow{F_{t2}} + \int_{\beta} d\vec{R} = 0 \tag{2.50}$$

Chiếu biểu thức lên phương của lực $F_{t2}$, ta có:

$$F_{t2} + \int_{\beta} dR\cos(d\vec{R},\vec{Q}) = 0 \tag{2.51}$$

$$\Rightarrow F_{t2} + \int_{\beta} br_{ct}\sqrt{1+\mu_{ht/tr}^2}.p(\alpha)d\alpha\cos(\varphi+\pi-\alpha) = 0 \tag{2.52}$$

$$\Rightarrow M_{ht/tr}^{ms} = r_{ct}\frac{\mu_{ht/tr}}{\sqrt{1+\mu_{ht/tr}^2}}\frac{\int_{\beta} p(\alpha)d\alpha}{\int_{\beta} p(\alpha)\cos(\varphi-\alpha)d\alpha}F_{t2} \tag{2.53}$$

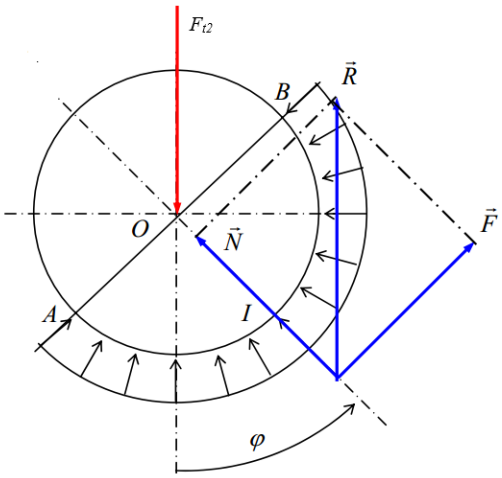
Gọi λ là hệ số phân bố áp suất:

$$\lambda = \frac{\int_{\beta} p(\alpha)d\alpha}{\int_{\beta} p(\alpha)\cos(\varphi-\alpha)d\alpha} \tag{2.54}$$

$$\mu_{ht/tr}^{'} = \frac{\mu_{ht/tr}}{\sqrt{1+\mu_{ht/tr}^2}} \tag{2.55}$$

$$\Rightarrow M_{ht/tr}^{ms} = r_{ct}\mu_{ht/tr}^{'}\lambda F_{t2} \tag{2.56}$$

Khi khớp chưa mòn nhiều, áp suất tác dụng lên trục chữ thập xem như phân bố đều trong cung tiếp xúc $p(\alpha) = p_0$. Áp lực tổng nằm trên đường thẳng đối xứng cung $\text{AIB} = \pi/2$ như hình 2.10.




*Hình 2.10 Phân bố áp lực tiếp xúc trên trục chữ thập*

Hệ số phân bố áp suất:

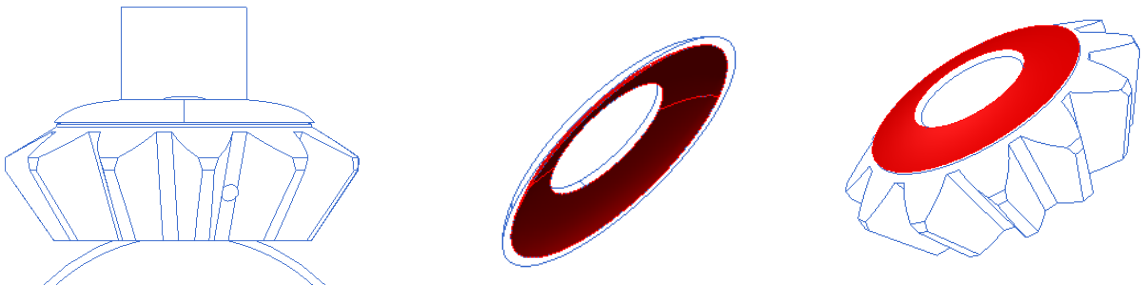
$$\lambda = \frac{\int\limits_{-\frac{\pi}{2}+\varphi}^{\frac{\pi}{2}+\varphi} p_0 d\alpha}{\int\limits_{-\frac{\pi}{2}+\varphi}^{\frac{\pi}{2}+\varphi} p_0 \cos(\varphi-\alpha) d\alpha} = \frac{\pi}{2} \qquad (2.57)$$

Ta có biểu thức tính mô men ma sát trục chữ thập và bánh răng hành tinh $M_{ht/tr}^{ms}$

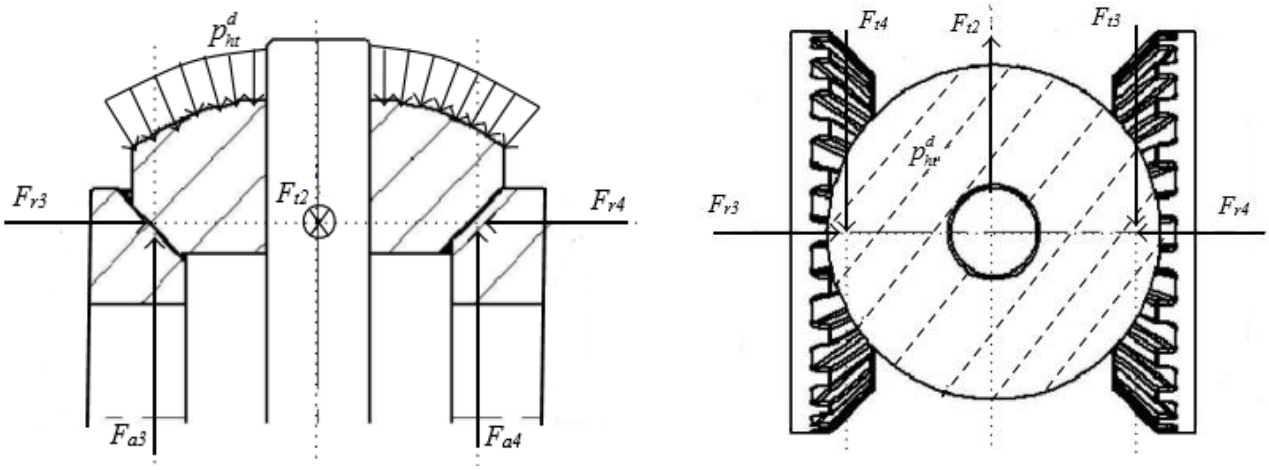
$$M_{ht/tr}^{ms} = \frac{\pi}{2} r_{ct} \mu_{ht/tr}^{'} F_{t2} \qquad (2.58)$$

*2.3.5.3. Ma sát giữa bánh răng hành tinh và đệm tựa lưng*

Mô hình nghiên cứu ma sát giữa bánh răng hành tinh và đệm tựa lưng được NCS mô tả như trên hình 2.11.



*Hình 2.11 Mô hình 3D khảo sát ma sát và vị trí tiếp xúc giữa bánh răng hành tinh và đệm tựa lưng*




*Hình 2.12 Lực ăn khớp trong cặp bánh răng hành tinh và bán trục*

Để tính toán mô men ma sát giữa bánh răng hành tinh và đệm tựa lưng, ta cần thiết lập các công thức tính lực trong quá trình ăn khớp giữa bánh răng hành tinh và bánh răng bán trục như hình 2.12 thông qua các phương trình cân bằng lực:

$$\begin{cases} F_{t3} + F_{t4} = F_{t2} \\ F_{r3} = F_{r4} \\ (F_{t3} + F_{t4}) \tan\alpha \sin\delta = X_{ht} \end{cases} \tag{2.59}$$

Trong đó:

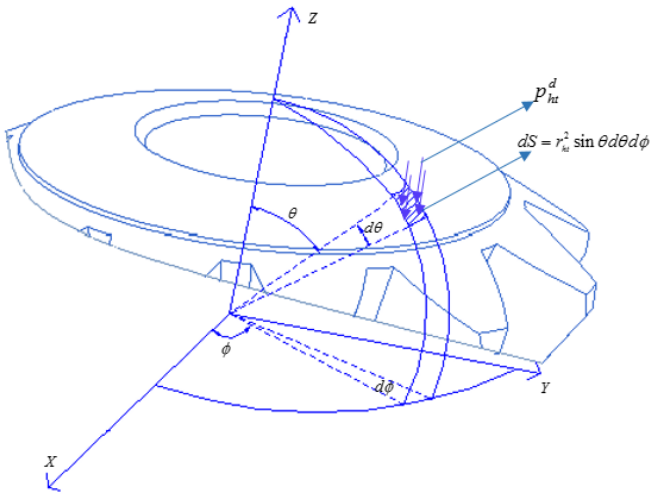
$F_{t4}$, $F_{t3}$: Lực vòng tiếp tuyến; $F_{r4}$, $F_{r3}$: Lực hướng tâm; $F_{a4}$, $F_{a3}$: Lực pháp tuyến; $\alpha$: Góc ăn khớp; $\delta$: Nửa góc côn chia bánh răng hành tinh như hình 2.14; $X_{ht}$: Hợp lực trong quá trình ăn khớp của bánh răng hành tinh tác dụng

lên đệm tựa, dưới tác dụng của lực $X_{ht}$ đệm tác dụng lên lưng bánh răng hành tinh áp lực $P_{ht}^{d}$ như hình 2.15.

$X_{ht}$ trong hệ tọa độ cầu (hình 2.13) được tính theo biểu thức (2.60).

$$X_{ht} = \int_{0}^{2\pi}\int_{\delta_0}^{\delta_1} P_{ht}^{d}(\theta,\phi) r_{ht}^{2} \cos\theta \sin\theta d\theta d\phi \qquad (2.60)$$

Với $\delta_1$, $\delta_0$ là góc giới hạn phần hình cầu của lưng bánh răng hành tinh, là nơi có tiếp xúc với đệm; $r_{ht}$ là bán kính cầu trong của đệm như hình 2.14.



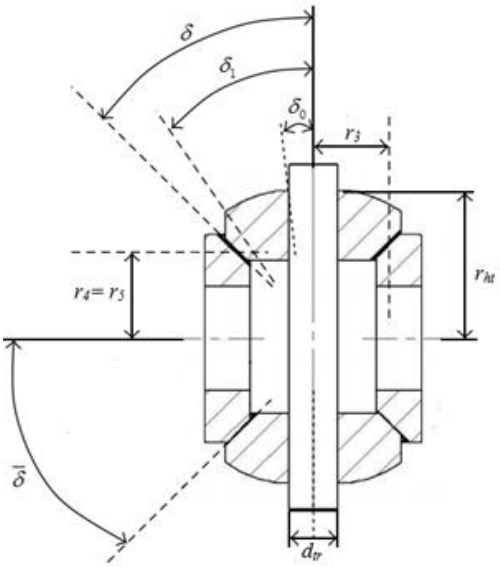

*Hình 2.13 Mô hình khảo sát ma sát bánh răng hành tinh và đệm trong tọa độ cầu*

Ta có công thức tính mô men ma sát giữa bánh răng hành tinh và đệm lưng (2.61).

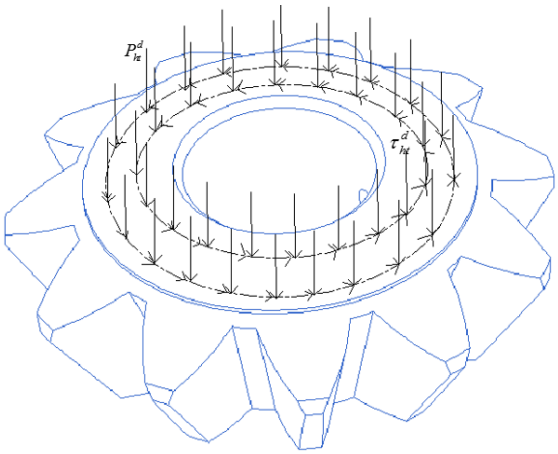
$$M_{ht/d}^{ms} = \int_{0}^{2\pi}\int_{\delta_0}^{\delta_1} \tau_{ht}^{d}(\theta,\phi) r_{ht}^{3} \sin\theta d\theta d\phi = \int_{0}^{2\pi}\int_{\delta_0}^{\delta_1} \mu_{ht/d} P_{ht}^{d}(\theta,\phi) r_{ht}^{3} \sin\theta d\theta d\phi \qquad (2.61)$$

Trong đó:

$\tau_{ht}^{d}(\theta,\phi) = \mu_{ht/d}.P_{ht}^{d}$ là áp lực tiếp tuyến trên lưng bánh răng hành tinh theo định luật ma sát Coulomb như hình 2.15, $\mu_{ht/d}$ là hệ số ma sát giữa bánh răng hành tinh và đệm.




*Hình 2.14 Kích thước hình học của các bánh răng bộ vi sai*




*Hình 2.15 Áp lực pháp tuyến* $P_{ht}^{d}$ *và áp lực tiếp tuyến* $\tau_{ht}^{d}$ *của đệm tác dụng lên lưng bánh răng hành tinh*

Khi vòng đệm chưa mòn nhiều, có thể coi áp lực pháp tuyến phân bố đều trong hệ tọa độ cầu $P_{ht}^{d}(\theta,\phi) = P_{ht}^{d}$ ta có:

$$X_{ht} = 2\pi r_{ht}^{2} P_{ht}^{d} \left(\frac{\cos(2\delta_0) - \cos(2\delta_1)}{4}\right) \tag{2.62}$$

Từ (2.37), (2.59), (2.61), (2.62) ta có công thức mô men ma sát bánh răng hành tinh và đệm (2.63).

$$M_{ht/d}^{ms} = \mu_{ht/d} r_{ht} \frac{M_2}{2r_{tr}} \tan\alpha \sin\delta \left(\frac{\cos(\delta_1+\delta_0)\sin(\delta_1-\delta_0)-(\delta_1-\delta_0)}{\sin(\delta_0+\delta_1)\sin(\delta_0-\delta_1)}\right) \quad (2.63)$$

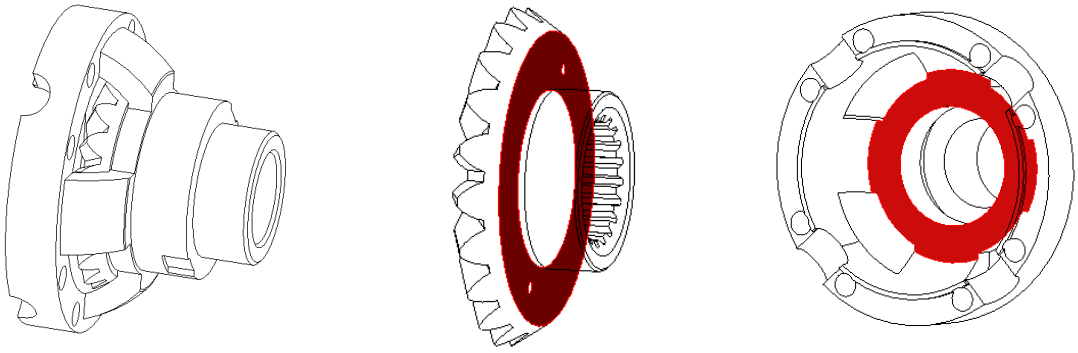
*2.3.5.4. Ma sát giữa bánh răng bán trục và vỏ vi sai*

Mô hình không gian nghiên cứu ma sát bánh răng bán trục và vỏ vi sai (hình 2.16), theo lý thuyết máy [13], [44] là bài toán ma sát khớp quay chặn được NCS mô tả như hình 2.17, trong khớp còn mới có thể coi áp suất là phân bố đều trong toàn bộ diện tích tiếp xúc, giá trị áp lực là $p_0$.

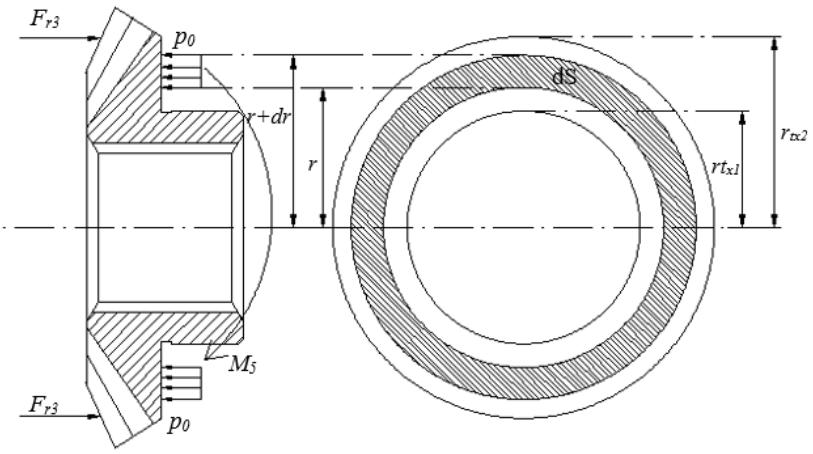
Phân tích tương tự như trường hợp ma sát giữa bánh răng hành tinh và đệm ta có lực ép lưng bánh răng bán trục vào vỏ vi sai:

$$X_{bt} = F_{t2} \tan\alpha \sin\bar{\delta} \quad (2.64)$$

Trong đó: $\bar{\delta}$ là nửa góc côn chia của bánh răng bán trục.



*Hình 2.16 Mô hình 3D khảo sát ma sát và vị trí tiếp xúc của bánh răng bán trục và vỏ vi sai*



*Hình 2.17 Mô hình tính toán ma sát bánh răng bán trục và vỏ vi sai*

Từ hình 2.17, ta xét phân tố diện tích tiếp xúc *dS* là hình vành khăn có bán kính trong *r*, bán kính ngoài *r+dr*, ta có:

$$dS=2\pi rdr \tag{2.65}$$

Trên phân tố dS, áp lực $d\vec{N}$ và lực ma sát $d\vec{F}$ lần lượt bằng:

$$dN = p_0 dS = 2\pi p_0 rdr \tag{2.66}$$

$$dF = \mu_{bt/v} dN = 2\mu_{bt/v}\pi p_0 rdr \tag{2.67}$$

$\mu_{bt/v}$ là hệ số ma sát giữa bánh răng bán trục và vỏ vi sai.

Mô men của lực $d\vec{F}$ đối với trục quay:

$$dM^{ms}_{bt/v} = rdF = 2\mu_{bt/v}\pi p_0 r^2 dr \tag{2.68}$$

Do đó mô men ma sát giữa bánh răng bán trục và vỏ vi sai:

$$\Rightarrow M^{ms}_{bt/v} = \int dM^{ms}_{bt/v} = \int_{r_{tx1}}^{r_{tx2}} 2\pi\mu_{bt/v} p_0 r^2 dr \tag{2.69}$$

$$\Rightarrow M^{ms}_{bt/v} = \frac{2}{3}\pi\mu_{bt/v} p_0 (r^3_{tx2} - r^3_{tx1}) \tag{2.70}$$

Trong đó: $r_{tx1}$, $r_{tx2}$ là bán kính định nghĩa phần có tiếp xúc giữa bánh răng bán trục và vỏ vi sai như định nghĩa trên hình 2.17.

Xét cân bằng của trục ta có:

$$p_0 = \frac{X_{bt}}{\pi(r^2_{tx2} - r^2_{tx1})} \tag{2.71}$$

Thay (2.71) vào (2.70) ta có công thức tính mô men ma sát bánh răng bán trục và vỏ vi sai (2.72).

$$M^{ms}_{bt/v} = \frac{2}{3}\mu_{bt/v} X_{bt} \frac{(r^3_{tx2} - r^3_{tx1})}{(r^2_{tx2} - r^2_{tx1})} \tag{2.72}$$

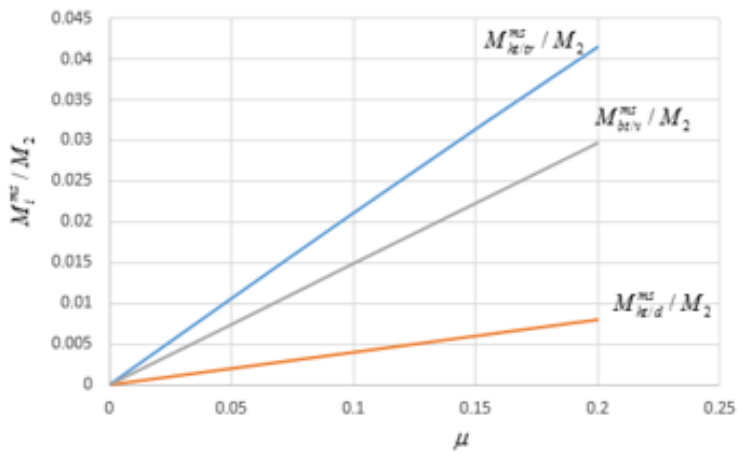
## 2.4. Các yếu tố ảnh hưởng đến mô men ma sát trong vi sai

### *2.4.1. Ảnh hưởng của hệ số ma sát đến mô men ma sát trong bộ vi sai*

Theo [20], hệ số ma sát là một đại lượng không thứ nguyên, biểu thị tỉ số của lực ma sát nằm giữa hai vật lực tác dụng đồng thời lên chúng. Hệ số ma sát phụ thuộc vào chất liệu làm nên vật.

Hệ số ma sát là một đại lượng thực nghiệm, được xác định trong quá trình làm thí nghiệm chứ không phải tính toán. Những bề mặt thô ráp có khả năng tạo nên những giá trị cao hơn cho hệ số ma sát. Hầu hết các vật liệu khô kết hợp với nhau cho ta hệ số ma sát nằm trong khoảng từ 0.3 đến 0.7. Các giá trị ngoài khoảng này thường rất hiếm gặp, loại vật liệu Teflon có thể có hệ số ma sát thấp với giá trị là 0.04. Hệ số ma sát có giá trị bằng không chỉ xuất hiện trong trường hợp vật bay lên nhờ có từ trường. Cao su trên các mặt tiếp xúc khác nhau thường có hệ số ma sát nằm trong khoảng từ 1,0 đến 2,0.

Trong mô hình tính toán các mô men ma sát trong cơ cấu vi sai có liên quan đến các thông số ($\mu_{ht/tr}$, $\mu_{ht/d}$, $\mu_{ht/d}$, $r_{ct}$, $r_{tr}$, $r_{ht}$, $r_5$, $\alpha$, $\delta_1$, $\delta_0$ …). Thì hầu hết các thông số ảnh hưởng là kích thước hình học của bộ vi sai nghiên cứu. Các kích thước hình học này của bộ vi sai được cho trong bảng 1.1. Còn hệ số ma sát thì phụ thuộc vào nhiều yếu tố như vật liệu, kiểu tiếp xúc, chế độ bôi trơn,…Trên đồ thị 2.18 cho ta thấy ảnh hưởng của hệ số ma sát $\mu$ đến hệ số khóa vi sai $K_\sigma = M_i^{ms} / M_2$ với $M_i^{ms} = [M_{ht/tr}^{ms} \quad M_{ht/d}^{ms} \quad M_{bt/v}^{ms}]$.



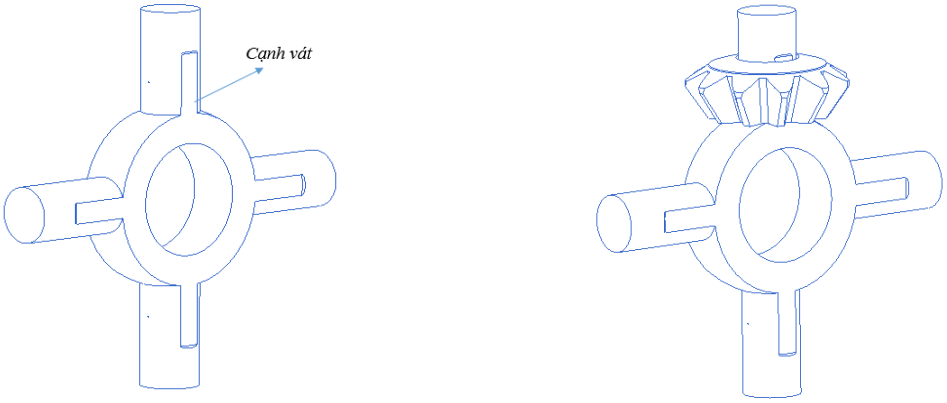
*Hình 2.18 Quan hệ hệ số ma sát μ đến* $K_\sigma = M_i^{ms} / M_2$

Dựa trên đồ thị 2.18, giá trị đóng góp lớn nhất là mô men ma sát giữa bánh răng hành tinh và trục chữ thập $M_{ht/tr}^{ms}$, tiếp theo là mô men ma sát giữa bánh răng bán trục và vỏ vi sai $M_{bt/v}^{ms}$, cuối cùng là mô men ma sát giữa bánh răng hành tinh và đệm $M_{ht/d}^{ms}$

### *2.4.2. Ảnh hưởng của các thông số kết cấu đến mô men ma sát*

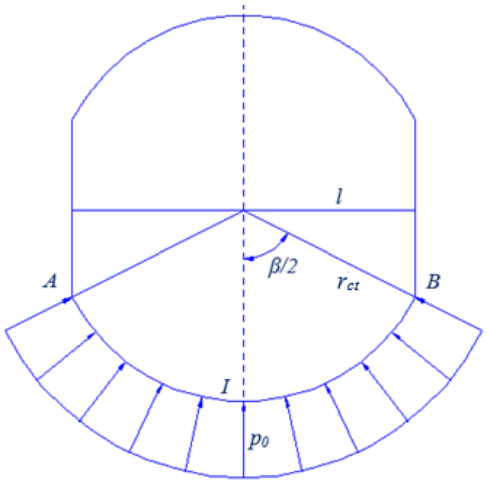
*2.4.2.1. Ảnh hưởng của chiều dài cạnh vát l trên trục chữ thập*

Trên trục chữ thập của vi sai của xe tải LF3070G1, tại vị trí lắp bánh răng hành tinh có thể được vát đi một đoạn nhằm làm giảm áp suất tiếp xúc, từ đó có thể giảm ma sát giữa trục và bánh răng vi sai như hình 2.19.




*Hình 2.19 Phương án vát cạnh trục chữ thập làm giảm ma sát bánh răng hành tinh và trục chữ thập*

Kích thước cạnh vát *l* và nửa cung tròn tiếp xúc *β/2* trong ma sát trục chữ thập và bánh răng hành tinh được định nghĩa như hình 2.20.




*Hình 2.20 Sơ đồ phân bố áp lực tiếp xúc khi trục chữ thập được vát cạnh l*

Trong đó $r_{ct}$ là bán kính của trục chữ thập.

Từ hình 2.20, ta thiết lập biểu thức quan hệ giữa kích thước cạnh vát *l* và nửa cung phân bố áp suất:

$$\frac{\beta}{2} = \arcsin\left(\frac{l}{r_{ct}}\right) \tag{2.73}$$

Từ đó ta tính được hệ số phân bố áp suất trong cung $\beta$ khi trục chữ thập được vát cạnh $l$:

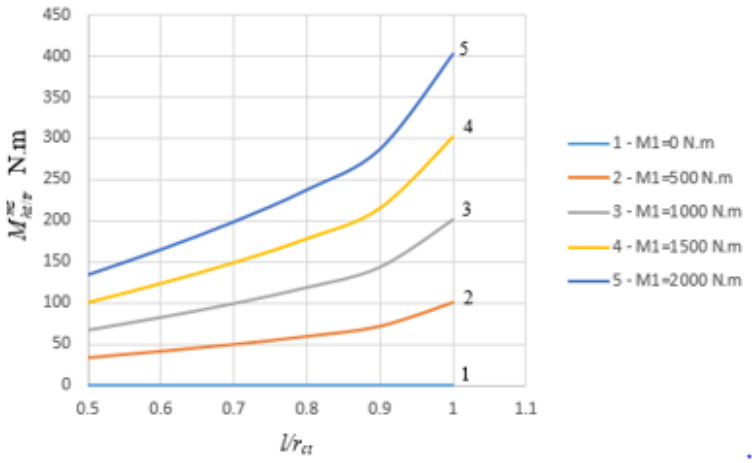
$$\lambda = \frac{\int\limits_{-\frac{\beta}{2}+\varphi}^{\frac{\beta}{2}+\varphi} p_0 d\alpha}{\int\limits_{-\frac{\beta}{2}+\varphi}^{\frac{\beta}{2}+\varphi} p_0 \cos(\varphi-\alpha) d\alpha} = \frac{\beta}{2} \tag{2.74}$$

Công thức tính mô men ma sát trục chữ thập và bánh răng vi sai $M_{ht/tr}^{ms}$ theo kích thước cạnh vát $l$:

$$M_{ht/tr}^{ms} = \arcsin\left(\frac{l}{r_{ct}}\right) r_{ct} \mu'_{ht/tr} F_{t2} \tag{2.75}$$

Ảnh hưởng của kích thước vát $l$ đến mô men ma sát $M_{ht/tr}^{ms}$ ứng với mô men trên trục chủ động $M_1$=[0÷2000] N.m được thể hiện trong đồ thị 2.21.

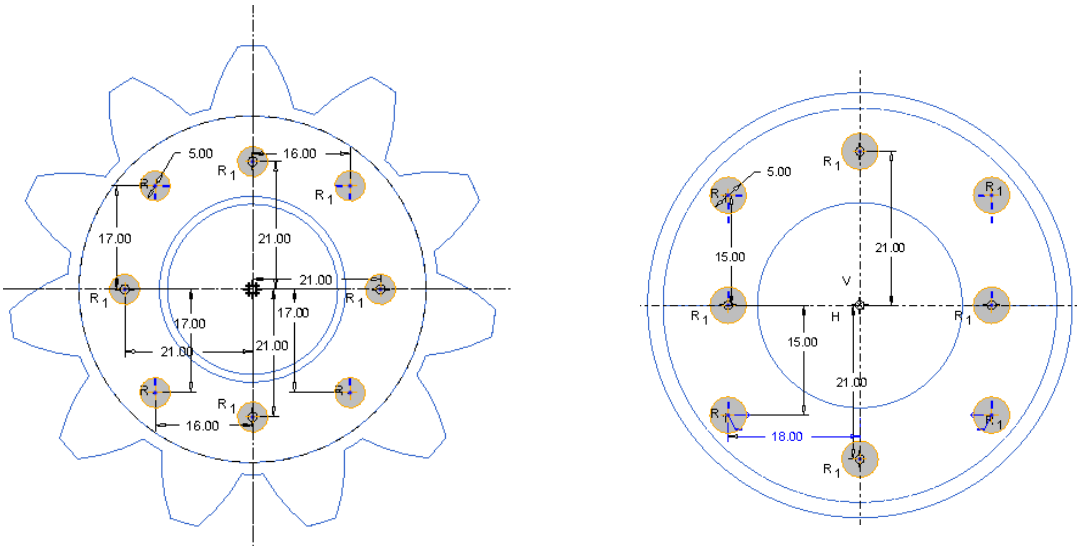
Từ hình 2.21 khi kích thước vát trục $l$ càng nhỏ thì mô men ma sát $M_{ht/tr}^{ms}$ càng nhỏ. Khi tăng $l$ thì $M_{ht/tr}^{ms}$ cũng tăng theo và tăng khá đều trong khoảng $l/r_{ct} = (0.5 \div 0.9)$. Trong khoảng $l/r_{ct} = (0.9 \div 1)$ thì mô men ma sát $M_{ht/tr}^{ms}$ tăng nhanh hơn. Có thể thấy quan hệ giữa $l$ và $M_{ht/tr}^{ms}$ là tuyến tính, do đó có thể giảm mô men ma sát $M_{ht/tr}^{ms}$ khi giảm kích thước $l$, nhưng nếu giảm quá mức thì dẫn đến trục bị yếu, không đảm bảo độ bền khi vi sai làm việc. Vì vậy luận án chọn giá trị $l$=0.9 $r_{ct}$.




*Hình 2.21 Quan hệ l/rct và mô men ma sát* $M_{ht/tr}^{ms}$

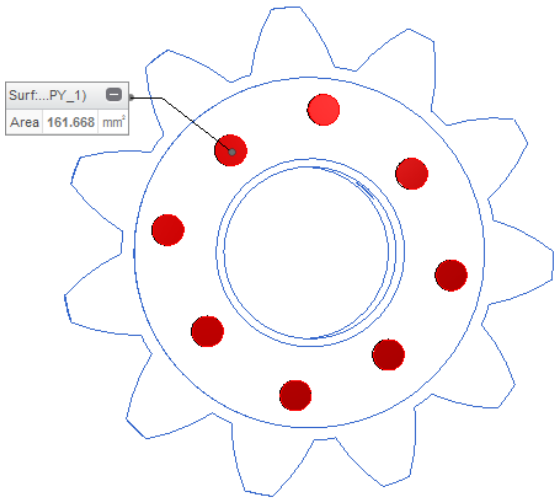
*2.4.2.2. Ảnh hưởng của diện tích khoan lỗ trên bánh răng hành tinh*

Trên lưng của bánh răng hành tinh có thể được khoan lỗ nhằm làm giảm diện tích tiếp xúc trong ma sát giữa bánh răng hành tinh và đệm tựa lưng, từ đó có thể giảm ma sát giữa bánh răng vi sai và đệm $M_{ht/d}^{ms}$, phương án khoan lỗ với kích thước và cách bố trí các lỗ khoan như hình 2.22.



*Hình 2.22 Phương án khoan lỗ với kích thước và vị trí lỗ khoan trên bánh răng hành tinh và đệm*

Với kích thước lỗ khoan 5 *mm* và vị trí 8 lỗ khoan như trên hình 2.22, theo phương pháp vẽ 3D ta xác định được tổng diện tích bề mặt tiếp xúc được khoan trên bánh răng hành tinh hoặc đệm là $S_k^{ht}$ có giá trị như hình 2.23.




*Hình 2.23 Phần diện tích tiếp xúc được khoan bỏ trên lưng bánh răng hành tinh theo phương pháp vẽ 3D*

Ta tính được tổng áp lực của phần diện tích khoan lỗ:

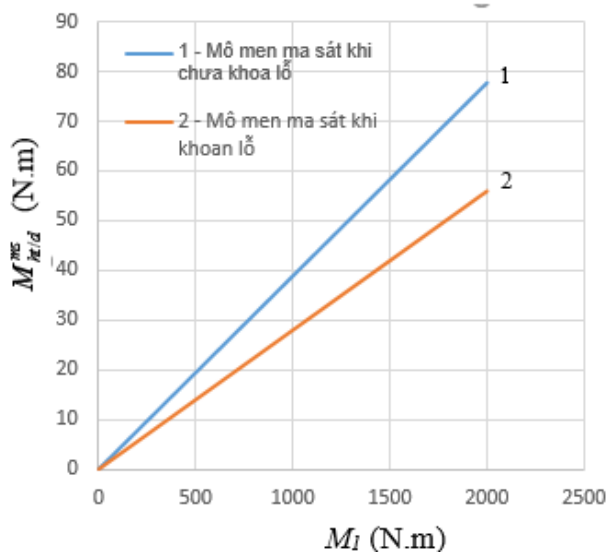
$$N_k^{ht} = \frac{X_{ht} S_k^{ht}}{\pi r_{ht}^2 \sin(\delta_0 + \delta_1)\sin(\delta_0 - \delta_1)} \tag{2.76}$$

Mô men ma sát của phần diện tích khoan lỗ:

$$M_k^{ht} = \frac{\mu_{ht/d} r_{ht} X_{ht} S_k^{ht}}{\pi r_{ht}^2 \sin(\delta_0 + \delta_1)\sin(\delta_0 - \delta_1)} \tag{2.77}$$

$$M_{ht/d}^{ms} = \mu_{ht/d} r_{ht} \frac{M_2}{2r_5} \tan\alpha \sin\delta \times \left( \frac{\cos(\delta_1 + \delta_0)\sin(\delta_1 - \delta_0) - (\delta_1 - \delta_0)}{\sin(\delta_0 + \delta_1)\sin(\delta_0 - \delta_1)} - \frac{S_k^{ht}}{\pi r_{ht}^2 \sin(\delta_0 + \delta_1)\sin(\delta_0 - \delta_1)} \right) \tag{2.78}$$

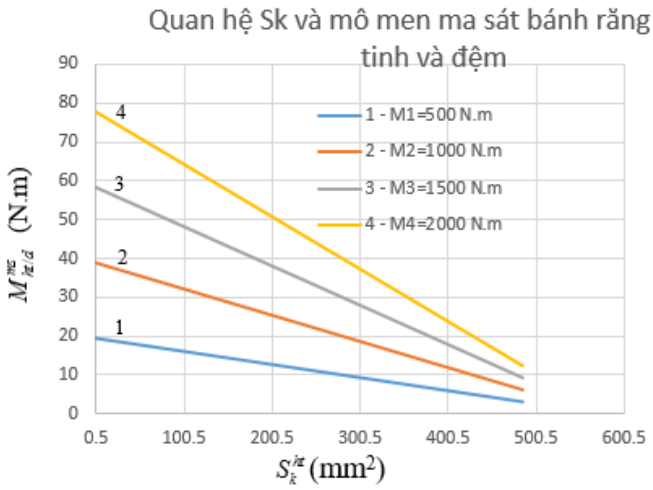
Từ (2.63) và (2.78) ta có đồ thị quan hệ giữa mô men trên trục chủ động $M_1$=[0÷2000] N.m và mô men ma sát $M_{ht/d}^{ms}$ (hình 2.24) trong trường hợp khi chưa khoan lỗ và khi có khoan lỗ.




*Hình 2.24 Mô men ma sát bánh răng hành tinh và đệm khi không và có khoan lỗ*

Quan hệ giữa phần diện tích khoan lỗ $S_k^{ht}$ và mô men ma sát giữa bánh răng hành tinh đệm $M_{ht/d}^{ms}$ được thể hiện trên hình 2.24.

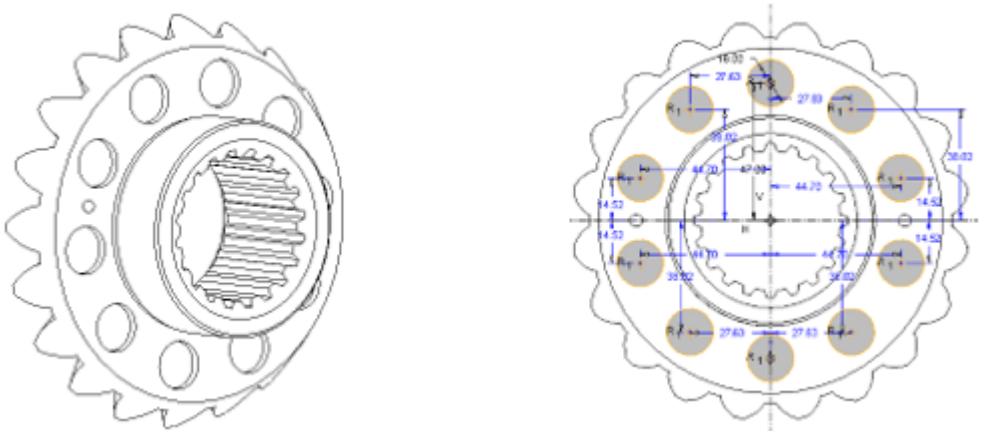
Từ hình 2.25 khi phần diện tích $S_k^{ht}$ càng nhỏ thì mô men ma sát $M_{ht/d}^{ms}$ càng lớn, quan hệ $S_k^{ht}$ và $M_{ht/d}^{ms}$ là tỷ lệ nghịch . Có thể giảm hoặc tăng ma sát $M_{ht/d}^{ms}$ khi tăng hoặc giảm diện tích $S_k^{ht}$, nhưng nếu giảm $S_k^{ht}$ quá mức thì dẫn đến phá vỡ kết cấu, không đảm bảo chất lượng khi vi sai làm việc.




*Hình 2.25 Quan hệ giữa diện tích* $S_k^{ht}$ *và mô men ma sát* $M_{ht/d}^{ms}$

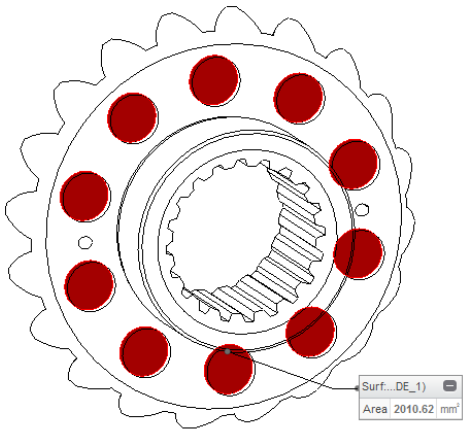
*2.4.2.3. Ảnh hưởng của diện tích lỗ khoan trên bánh răng bán trục*

Trên bánh răng bán trục phần lưng tiếp xúc với vỏ vi sai có thể được khoan lỗ nhằm làm giảm diện tích tiếp xúc, từ đó giảm ma sát giữa bánh răng bán trục và vỏ vi sai $M_{bt/v}^{ms}$. Phương án khoan 10 lỗ với và kích thước lỗ khoan 16 *mm* như hình 2.26.



*Hình 2.26 Phương án khoan lỗ có kích thước và vị trí lỗ khoan trên bánh răng bán trục*

Từ phương pháp vẽ 3D, ta xác định tổng diện tích bề mặt tiếp xúc được khoan bỏ trên bánh răng bán trục là $S_k^{bt}$ như hình 2.27.




*Hình 2.27 Phần diện tích tiếp xúc được khoan trên bánh răng bán trục theo phương pháp vẽ 3D*

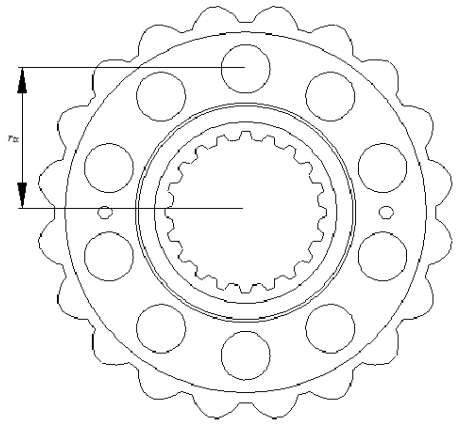
Từ công thức (2.71) ta tính được tổng áp lực của phần diện tích khoan lỗ:

$$N_k^{bt} = \frac{X_{bt} S_k^{bt}}{\pi(r_{tx2}^2 - r_{tx1}^2)} \quad (2.79)$$

Mô men ma sát của phần diện tích khoan lỗ:

$$M_k^{bt} = \frac{\mu_{bt/v} X_{bt} S_k^{bt} r_{tx}}{\pi(r_{tx2}^2 - r_{tx1}^2)} \quad (2.80)$$

$r_{tx}$ là điểm đặt tổng áp lực như hình 2.28.

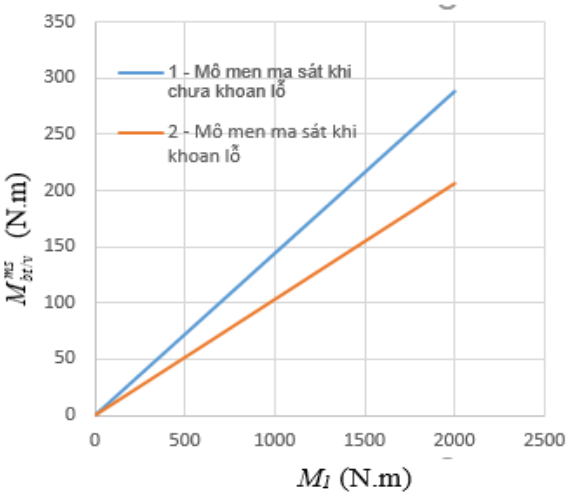


*Hình 2.28 Bán kính đặt tổng áp lực rtx*

Mô men ma sát bánh răng bán trục và vỏ vi sai $M_{bt/v}^{ms}$ sau khi khoan lỗ:

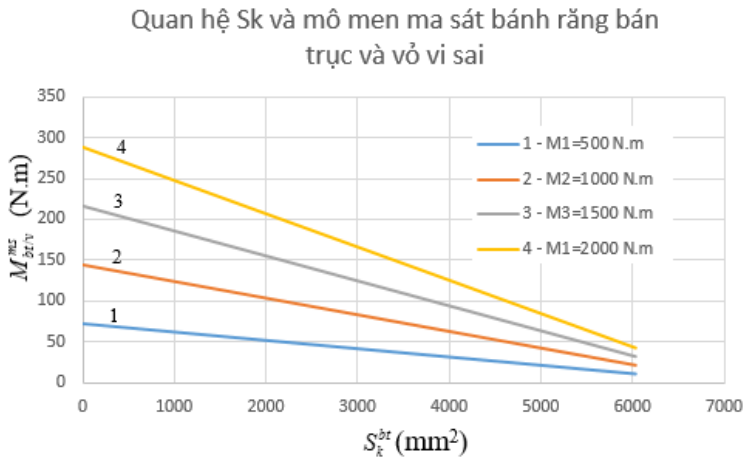
$$M_{bt/v}^{ms} = \frac{2}{3}\mu_{bt/v} X_{bt} \frac{(r_{tx2}^3 - r_{tx1}^3)}{(r_{tx2}^2 - r_{tx1}^2)} - \frac{\mu_{bt/v} X_{bt} S_k^{bt} r_{tx}}{\pi(r_{tx2}^2 - r_{tx1}^2)} \quad (2.81)$$

Từ (2.72) và (2.81) ta có đồ thị quan hệ giữa mô men trên trục chủ động $M_1$=[0÷2000] N.m và mô men ma sát $M_{bt/v}^{ms}$ (hình 2.29) trong trường hợp khi chưa khoan lỗ và khi có khoan lỗ:




*Hình 2.29 Mô men ma sát bánh răng bán trục và vỏ vi sai khi không và có khoan lỗ*

Quan hệ giữa phần diện tích khoan lỗ $S_k^{bt}$ và mô men ma sát giữa bánh răng bán trục và vỏ vi sai $M_{bt/v}^{ms}$ được thể hiện trên hình 2.30.




*Hình 2.30 Quan hệ giữa diện tích $S_k^{bt}$ và mô men ma sát $M_{bt/v}^{ms}$*

Khi phần diện tích $S_k^{bt}$ càng nhỏ thì mô men ma sát $M_{bt/v}^{ms}$ càng lớn, quan hệ $S_k^{bt}$ và $M_{bt/v}^{ms}$ là tỷ lệ nghịch. Có thể giảm hoặc tăng ma sát $M_{bt/v}^{ms}$ khi tăng hoặc giảm diện tích $S_k^{bt}$, nhưng nếu tăng $S_k^{bt}$ quá mức thì dẫn đến phá vỡ kết cấu, không đảm bảo chất lượng cơ cấu khi vi sai làm việc.

## 2.5. Khảo sát động lực học vi sai ô tô tải nhỏ LF3070G1

Mục đích là khảo sát động lực học của vi sai ô tô tải nhỏ LF3070G1 khi có mặt của mô men ma sát trong cơ cấu vi sai thông qua hệ phương trình vi phân (2.29), (2.30) đã thiết lập. Tính toán và hiển thị dạng đồ thị của các thông số cần khảo sát bằng Matlab Simulink.

### *2.5.1. Các thông số tính toán khảo sát*

*2.5.1.1. Xe tải nhỏ LF 3070G1 khảo sát*

Xe khảo sát trong luận án là xe tải nhỏ LF3070G1 có cầu sau chủ động, mô men động cơ $Me_{max}$=320 Nm, công suất 81 kW. Hộp số được sử dụng với 5 cấp số truyền, với các tỷ số truyền ở các tay số như bảng 2.3.

**Bảng 2.1: Bảng tỷ số truyền các tay số**

| $i_{h1}$ | $i_{h2}$ | $i_{h3}$ | $i_{h4}$ | $i_{h5}$ |
|---|---|---|---|---|
| 7.31 | 4.31 | 2.45 | 1.54 | 1 |

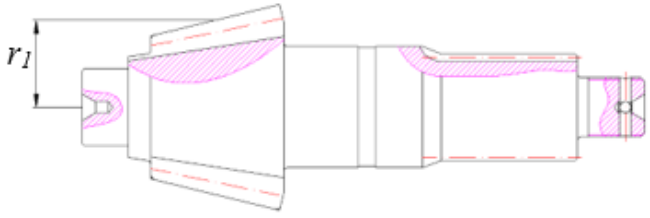
Tỷ số truyền của truyền lực chính $i_0$ = 6.38

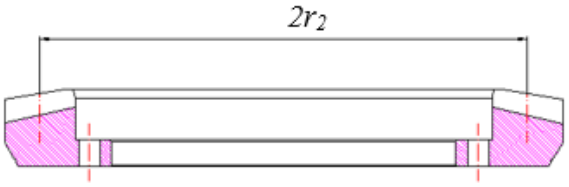
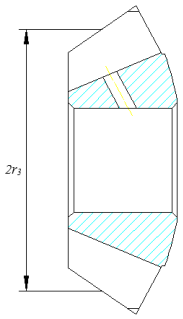
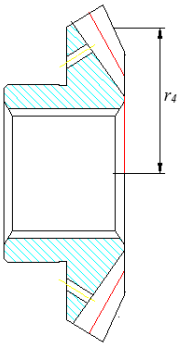
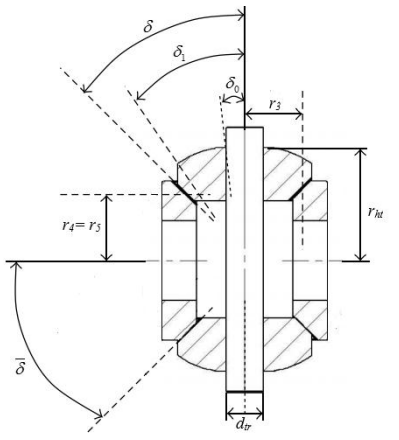
Các thông số của cụm vi sau cầu sau đã được nêu trên bảng 1.1 tại chương 1.

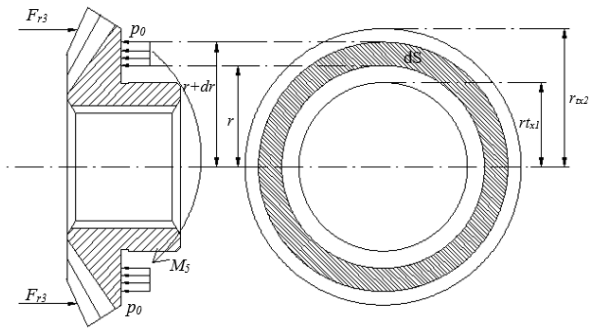
*2.5.1.2. Bộ vi sai khảo sát*

Đối tượng nghiên cứu của luận án là cụm vi sai cầu sau xe tải LF3070G1 có tải trọng 3 tấn được sản xuất và lắp ráp tại Việt Nam. Các thông số hình học của cụm vi sai được định nghĩa trong bảng 2.2.

**Bảng 2.2: Các thông số kỹ thuật của bộ vi sai nghiên cứu**

| | |
|---|---|
|  | $r_1$=68.3/2/1000 (m)<br>$I_1$= 0.002 (Kg.m$^2$) |

| | |
|---|---|
|  | $r_2$=331/2/1000 (m)<br>$I_2$=0.6 (Kg.m$^2$) |
|  | $r_3$=59.85/2/1000 (m)<br>$I_3$= 0.0003 (Kg.m$^2$)<br>$a_1 = \frac{r_2}{r_1} = 4.8463$ |
|  | $r_4$= $r_5$=$r_{tr}$=103.84/2/1000 (m)<br>103.84/2/1000 (m)<br>$I_4$=$I_5$=*2.0035* Kg.m$^2$<br>$a_2 = \frac{r_4}{r_3} = 1.735$ |
|  | $r_{ct}$=$d_{tr}$/2=14/1000 (m)<br>$r_{ht}$=73.7/1000 (m)<br>$\alpha$=20$^o$<br>$\bar{\delta} = \left(\left(61+(12/60)\right)*pi\right)/180$<br>$\delta = \left(\left(28+(48/60)\right)*\text{pi}\right)/180$<br>$\delta_0 = ((12+(10/60))*pi)/180$<br>$\delta_1 = ((22+(48/60))*pi)/180$ |

| | |
|---|---|
|  | $r_{tx1}$=0.036 (m)<br>$r_{tx2}$=0.059(m) |

*2.5.1.3. Loại đường khảo sát*

Tính chất cơ lý, trạng thái của mặt đường, mức độ biến dạng của đường khi bánh xe lăn, cũng như mô men xoắn và tải trọng tác dụng lên bánh xe chủ động ảnh hưởng trực tiếp đến hệ số cản lăn.

Đặc trưng lực cản của loại đường cần khảo sát là hệ số cản lăn tương ứng, do đo ta chọn khảo sát một số loại đường thông dụng có hệ số cản lăn tương ứng cho trong bảng 2.4 lấy theo tài liệu [24].

**Bảng 2.3: Hệ số cản lăn tương ứng với một số loại đường được khảo sát**

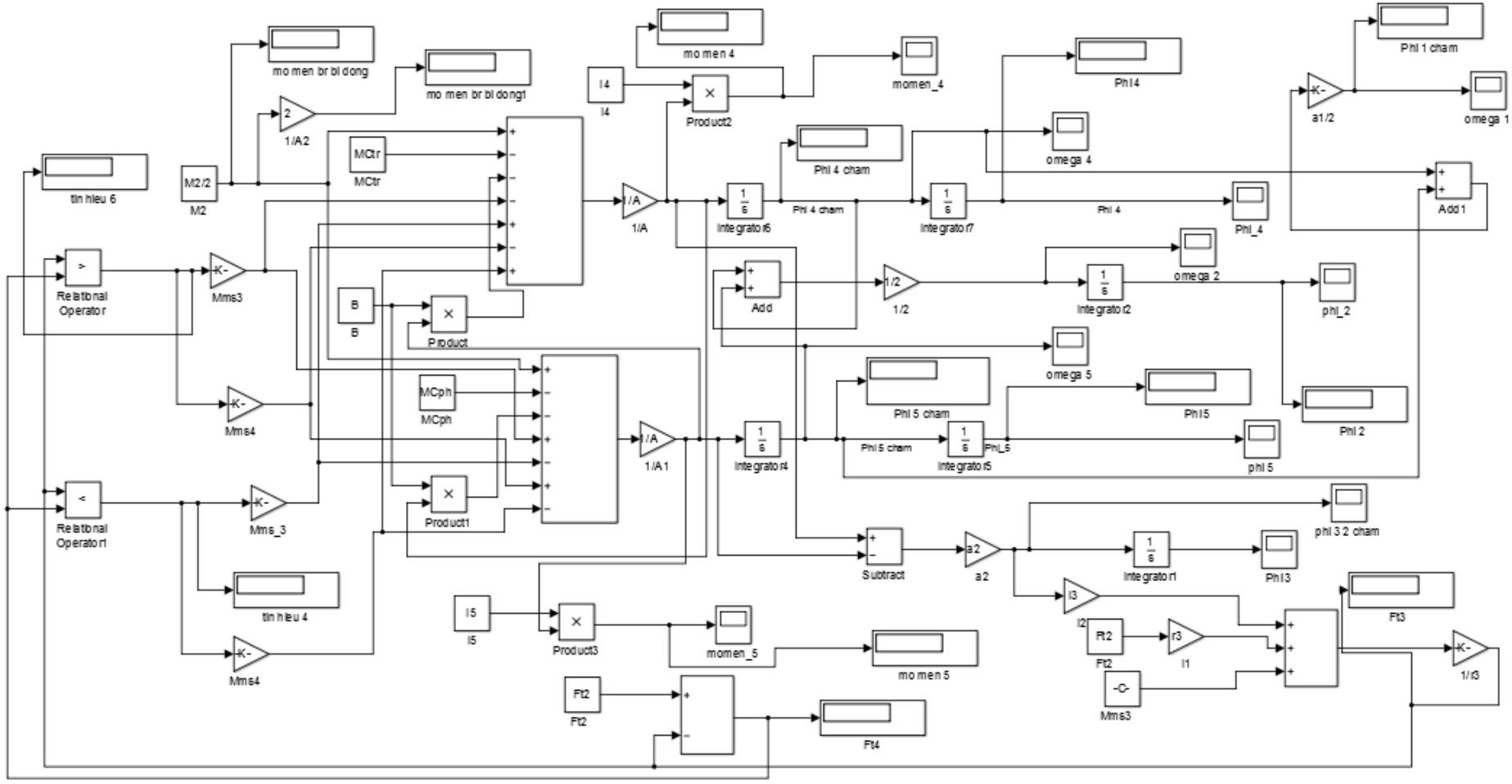
| Loại đường | Hệ số cản lăn *f* |
|---|---|
| Đường nhựa tốt | 0,015 ÷ 0,018 |
| Đường nhựa bê tông | 0,012 ÷ 0,015 |
| Đường rải đá | 0,023 ÷ 0,030 |
| Đường đất khô | 0,025 ÷ 0,035 |
| Đường đất sau khi mưa | 0,05 ÷ 0,15 |
| Đường cát | 0,1 ÷ 0,3 |
| Đất sau khi cày | 0,12 |

### *2.5.2. Chương trình mô phỏng trên Matlab Simulink*

Chương trình mô phỏng trên Matlab Simulink gồm chương trình tính toán các thông số đầu vào (.m file) và sơ đồ khối Simulink được thiết lập cho

hệ phương trình vi phân khảo sát ảnh hưởng của ma sát đến phân bố mô men và vận tốc gốc ra các bán trục (2.29), (2.30).

Sơ đồ Simulink khảo sát động lực học vi sai cầu sau xe tải nhỏ LF 3070G1



### *2.5.3. Kết quả khảo sát*

**Trường hợp 1:** Xét vi sai làm việc có mô men cản 2 bên bán trục bằng nhau. Các thông số khảo sát cho trong bảng.

| Thông số đầu vào | Yếu tố ảnh hưởng | Thông số đầu ra |
|---|---|---|
| - Mô men xoắn trên trục chủ động $M_1$=*Memax**$i_{h3}$ N.m. | Ma sát trong các bộ phận cơ cấu vi sai:<br>$M_3^{ms} = M_{ht/tr}^{ms} + M_{ht/d}^{ms}$<br>$M_4^{ms} = M_{bt/v}^{ms}$<br>$M_5^{ms} = M_{bt/v}^{ms}$ | - Mô men xoắn trên bán trục trái $M_4$ và bán trục phải $M_5$<br>- Số vòng quay bán trục trái $\varphi_4$ và bán truc phải $\varphi_5$<br>- Vận tốc góc hai bán trục |

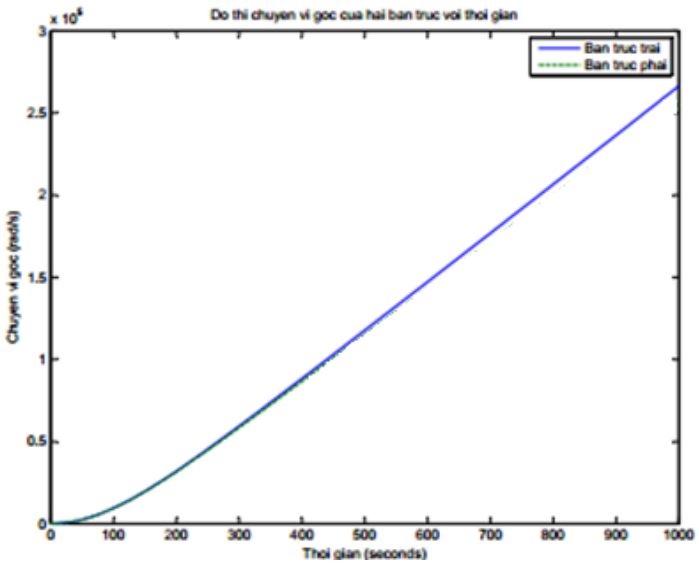
**Kết quả:**

- Giá trị mô men ma sát $M_{ms}$=0

- Giá trị mô men từ trục chủ động phân bố ra hai bán trục bằng nhau:

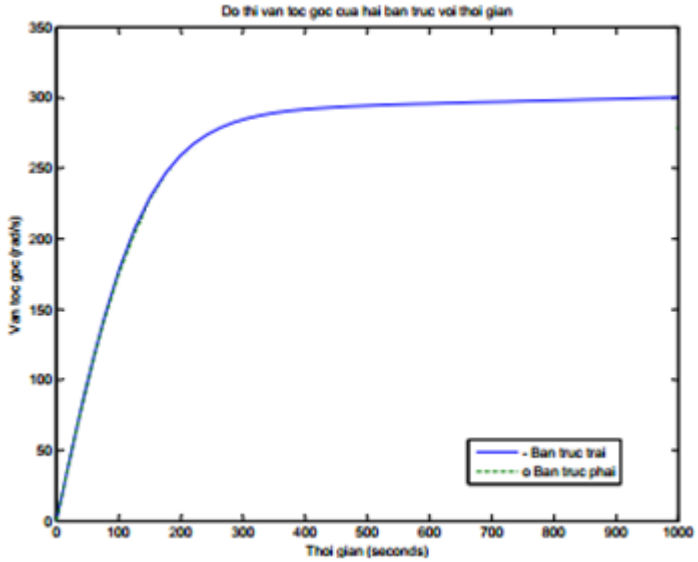
$M_4 = M_5 = 2557.45$ N.m.

- Số vòng quay của bán trục trái $\varphi_4$ và bán truc phải $\varphi_5$ bằng nhau tại mọi điểm như hình 2.31.



*Hình 2.31 Chuyển vị góc của bán trục trái và bán trục phải*

- Vận tốc góc của bán trục trái và bán trục phải bằng nhau tại mọi điểm như hình 2.32.




*Hình 2.32 Vận tốc góc của bán trục trái và bán trục phải*

Vì cản hai bên bán trục bằng nhau, bộ vi sai không hoạt động nên không xuất hiện mô men nội ma sát, giá trị mô men, số vòng quay và vận tốc góc tại hai bên bánh xe sẽ bằng nhau tại mọi thời điểm khi các điều kiện cản mặt đường là như nhau.

**Trường hợp 2:** Xét vi sai làm việc trên đường lâm nghiệp và có mô men cản 2 bên bán trục không bằng nhau. Các thông số khảo sát cho trong bảng:

| **Thông số đầu vào** | **Yếu tố ảnh hưởng** | **Thông số đầu ra** |
|---|---|---|
| - Mô men xoắn trên trục chủ động $M_1 = M_{emax} * i_{h3}$ N.m | Ma sát trong các bộ phận cơ cấu vi sai:<br>$M_3^{ms} = M_{ht/tr}^{ms} + M_{ht/d}^{ms}$<br>$M_4^{ms} = M_{bt/v}^{ms}$<br>$M_5^{ms} = M_{bt/v}^{ms}$ | - Mô men xoắn trên bán trục trái $M_4$ và bán trục phải $M_5$<br>- Số vòng quay bán trục trái $\varphi_4$ và bán truc phải $\varphi_5$<br>- Vận tốc góc hai bán |

| | | |
|---|---|---|
| | | trục |

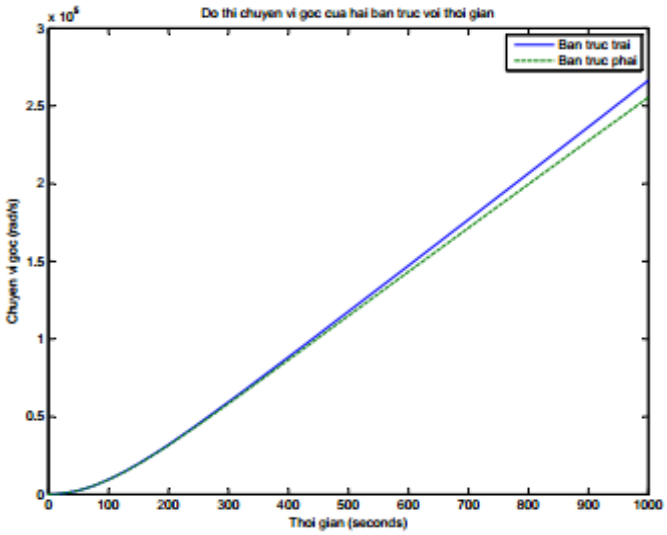
**Kết quả:**

- Giá trị mô men ma sát $M_{ms}$=252.84 N.m

- Giá trị mô men từ trục chủ động phân bố ra hai bán trục không bằng nhau:

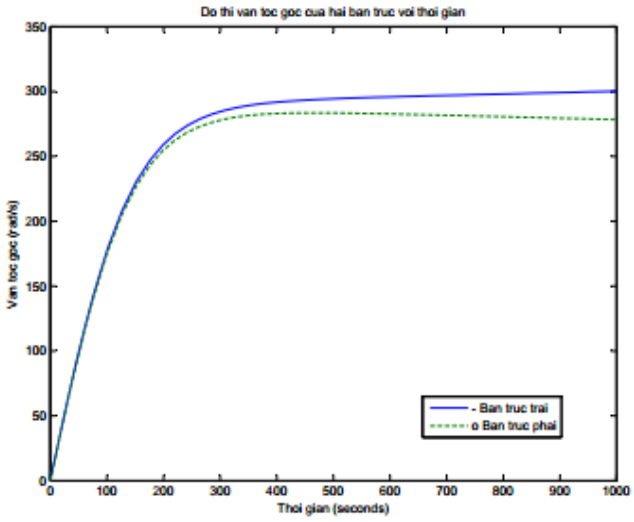
$M_4$ = 2431.03 N.m; $M_5$ = 2683.87 N.m.

- Số vòng quay của bán trục trái $\varphi_4$ và bán trục phải $\varphi_5$ như hình 2.33:




*Hình 2.33 Chuyển vị góc của bán trục trái và bán trục phải*

- Vận tốc góc của bán trục trái và bán trục phải như hình 2.34.



*Hình 2.34 Vận tốc góc của bán trục trái và bán trục phải*

Sự phân chia mô men ra các bánh xe chủ động phụ thuộc vào giá trị của mô men ma sát trong bộ vi sai. Khi tính đến ma sát trong bộ vi sai thì giá trị mô men trên hai bánh xe chủ động bằng một nửa giá trị mô men trên bánh răng bị động của truyền lực chính cộng hoặc trừ giá trị của mô men ma sát của bộ vi sai (theo chiều quay của bánh răng hành tinh). Trong khảo sát khi các điều kiện cản của mặt đường khác nhau làm cho vi sai hoạt động làm xuất hiện mô men ma sát trong của vi sai, giá trị mô men ma sát tính toán được nhỏ hơn 0.05 lần mô men trên vỏ vi sai, điều này phù hợp với lý thuyết cho rằng vi sai đối xứng (đối tượng nghiên cứu) là vi sai có ma sát trong thấp. Khi có mô men ma sát nên ngoài giá trị mô men, chuyển vị và vận tốc góc phân bố ra hai bên bánh xe cũng sẽ không bằng nhau.

## Kết luận chương 2

Xây dựng mô hình động lực học vi sai có xét đến hệ số cản của loại đường vi sai hoạt động và ma sát tiếp xúc của các bộ phận trong vi sai. Mô hình động lực học hệ thống vi sai cầu xe ô tô tải nhẹ trong trường hợp tổng quát đã mô tả được đầy đủ các thông số ảnh hưởng đến hệ thống truyền lực chính và vi sai gồm lực chủ động, lực cản, ma sát trong vi sai.

Thiết lập mô hình tính toán các giá trị mô men ma sát trong vi sai bao gồm mô men ma sát giữa bánh răng hành tinh và trục chữ thập, mô men ma sát giữa bánh răng hành tinh và đệm tựa lưng và mô men ma sát giữa bánh răng bán trục và vỏ vi sai.

Xây dựng sơ đồ thuật toán trong Matlab Simulink để giải và mô phỏng bài toán động lực học vi sai. Từ khảo sát mô hình động lực học cơ cấu vi sai, tính toán được mô men và số vòng quay phân bố ra hai bán trục khi có mô men ma sát trong cơ cấu vi sai. Thông qua khảo sát khi các điều kiện cản của mặt đường khác nhau, vi sai hoạt động làm xuất hiện mô men ma sát trong của vi sai, giá trị mô men ma sát tính toán được nhỏ hơn 0.05 lần mô men trên vỏ vi sai, phù hợp với lý thuyết cho rằng vi sai đối xứng (đối tượng nghiên cứu) là vi sai có ma sát trong thấp.

Khảo sát ảnh hưởng của hệ số ma sát $\mu$ đến các mô men ma sát, thiết lập các phương án thay đổi kết cấu vi sai nhằm giảm mô men ma sát bao gồm vát trục chữ thập (kích thước cạnh vát *l*), khoan lỗ trên bánh răng hành tinh (diện tích $S_k^{ht}$), khoan lỗ trên bánh răng bán trục (diện tích $S_k^{bt}$).

# Chương 3
# KHẢO SÁT ĐỘNG LỰC HỌC VI SAI CẦU SAU XE TẢI NHỎ

## 3.1. Hiệu suất truyền động cầu xe tải nhỏ

Hiệu suất cầu sau ô tô theo [12], được đánh giá thông qua hiệu suất của cặp bánh răng truyền lực chính và vi sai cầu sau xe tải nhỏ và được xác định bởi công thức (3.1).

$$\eta = \frac{P_4 + P_5}{P_1} = 1 - \frac{P_r}{P_1} \tag{3.1}$$

$P_1$, $P_4$, $P_5$ - Công suất trên trục chủ động, bán trục trái và phải

$P_r$ - Công suất mất mát trên bộ truyền : $P_r = P_s + P_0 + P_d$;

$P_s$ - Công suất mất mát do ma sát;

$P_0$ - Công suất mất mát trong ổ bi;

$P_d$ - Công suất mất mát do khuấy dầu bôi trơn.

## 3.2. Cơ sở khảo sát động lực học vi sai cầu xe tải nhỏ theo tổn hao công suất

Trong hệ thống truyền lực, cùng với hộp số, cầu sau và vi sai trên ô tô được nghiên cứu theo xu hướng chính: khả năng truyền mô men lớn với hiệu suất cao nhất và phân phối tỷ số truyền tối ưu nhất, do đó hiệu suất vi sai là chỉ tiêu quan trọng để đánh giá chất lượng cơ cấu vi sai.

### 3.2.1. Công suất của vi sai cầu sau ô tô tải nhỏ LF 3070G1

Hiệu suất vi sai xe tải $\eta_{vs}$ được xác định bởi biểu thức (3.2).

$$\eta_{vs} = \frac{P_4 + P_5}{P_2} = \frac{M_4 \dot{\varphi}_4 + M_5 \dot{\varphi}_5}{M_2 \dot{\varphi}_2} \tag{3.2}$$

Trong đó:

$P_4$, $P_5$, $P_2$ - Công suất trên bán trục trái, phải và vỏ vi sai ;

$M_4$, $M_5$, $M_2$ - Mô men xoắn trên bán trục trái, phải và vỏ vi sai ;

$\dot{\varphi}_4$ , $\dot{\varphi}_5$ , $\dot{\varphi}_2$ - Vận tốc gốc của bán trục trái, phải và vỏ vi sai.

Công suất của bánh răng bị động $P_2$ lại được xác định bởi công thức (3.3).

$$P_2 = P_4 + P_5 + P_{ms} \tag{3.3}$$

$P_{ms}$ - Công suất mất mát do ma sát trong bộ truyền.

Khi vi sai làm việc, ta có biểu thức quan hệ vận tốc gốc và mô men trong bộ vi sai:

$$\dot{\varphi}_4 r_4 = \dot{\varphi}_2 r_{tr} + \dot{\varphi}_3 r_3 \tag{3.4}$$

$$\dot{\varphi}_5 r_5 = \dot{\varphi}_2 r_{tr} - \dot{\varphi}_3 r_3 \tag{3.5}$$

$$M_2 = M_4 + M_5 \tag{3.6}$$

Từ (3.4) và (3.5) ta có $\dot{\varphi}_2$ , $\dot{\varphi}_3$ :

$$\dot{\varphi}_2 = \frac{\dot{\varphi}_4 + \dot{\varphi}_5}{2} \tag{3.7}$$

$$\dot{\varphi}_3 = (\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5)\frac{r_4}{2r_3} = \Delta\omega \frac{r_4}{2r_3} \tag{3.8}$$

Đặt $\Delta\omega = \left|\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_4\right|$ và $\Delta M = |M_5 - M_4|$ là sai lệch vận tốc gốc góc và mô men giữa bán trục phải và trái.

Từ (3.6), (3.7), (3.8), ta có biểu thức công suất tổn hao do ma sát $P_{ms}$

$$P_{ms} = \frac{\Delta M . \Delta\omega}{2} \tag{3.9}$$

Từ đó hiệu suất của vi sai biểu thức (3.10).

$$\eta_{vs} = 1 - \frac{P_{ms}}{P_2} = 1 - \frac{\Delta M . \Delta\omega}{2M_2 \dot{\varphi}_2} \tag{3.10}$$

Theo (3.10) để tính toán hiệu suất vi sai ta cần tính công suất tổn hao do ma sát $P_{ms}$ trong bộ vi sai.

Công suất tổn hao do ma sát $P_{ms}$ trong bộ vi sai là tổng các tổn thất do ma sát trong các bộ phận trong cơ cấu vi sai bao gồm:

$$P_{ms} = P_{ht/bt} + P_{ht/tr} + P_{ht/d} + P_{bt/v} \quad (3.11)$$

Trong đó:

$P_{ht/bt}$ - Công suất tổn thất trong ăn khớp cặp bánh răng bán trục và hành tinh;

$P_{ht/tr}$ - Công suất tổn thất do mô men ma sát giữa bánh răng hành tinh và trục chữ thập;

$P_{ht/d}$ - Công suất tổn thất do mô men ma sát giữa bánh răng hành tinh và đệm;

$P_{ht/tr}$ - Công suất tổn thất do mô men ma sát giữa bánh răng bán trục và vỏ vi sai.

Trong các tổn thất ảnh hưởng đến hiệu suất thì tổn thất trong ăn khớp trong các bánh răng vi sai đã được nghiên cứu trong công trình [48], và theo nghiên cứu [32] tổn thất trong ăn khớp bánh răng hành tinh và bánh răng bán trục chỉ đóng góp 6.2 %, nhỏ hơn nhiều so với các tổn thất do ma sát tiếp xúc của các bộ phận cơ cấu vi sai là 93.8%. Do đó luận án chủ yếu nghiên cứu ma sát tiếp xúc trong các bộ phận cơ cấu vi sai nhằm nâng cao chất lượng động học thông qua giá trị hiệu suất của vi sai và bỏ qua tổn thất trong ăn khớp bánh răng hành tinh và bán trục, chỉ xét tổn thất do ma sát trong các bộ phận trong cơ cấu vi sai.

### *3.2.2. Công suất tổn thất ma sát bánh răng hành tinh và trục chữ thập $P_{ht/tr}$*

Ở phần tính toán mô men ma sát các bộ phận trong vi sai, ta đã tính toán được giá trị mô men ma sát giữa bánh răng hành tinh và trục chữ thập $M^{ms}_{ht/tr}$ được tính theo biểu thức (2.59):

$$M^{ms}_{ht/tr} = \frac{\pi}{2} r_{ct} \mu'_{ht/tr} F_{t2}$$

Từ đó ta có biểu thức tính công suất tổn thất ma sát cho 4 bánh răng hành tinh và trục chữ thập $P_{ht/tr}$:

$$P_{ht/tr} = 4.M^{ms}_{ht/tr}.\dot{\varphi}_3 \quad (3.12)$$

Thế (2.59) (3.8) vào (3.12) ta có:

$$P_{ht/tr} = \pi.\mu'_{ht/tr}\frac{r_{ct}}{2r_3}M_2\Delta\omega \quad (3.13)$$

### *3.2.3. Công suất tổn thất ma sát giữa bánh răng hành tinh và đệm $P_{ht/d}$*

Ta đã tính toán được giá trị mô men ma sát giữa bánh răng hành tinh và đệm $M^{ms}_{ht/d}$ theo (2.64):

$$M^{ms}_{ht/d} = \mu_{ht/d}r_{ht}\frac{M_2}{2r_5}\tan\alpha\sin\delta\left(\frac{\cos(\delta_1+\delta_0)\sin(\delta_1-\delta_0)-(\delta_1-\delta_0)}{\sin(\delta_0+\delta_1)\sin(\delta_0-\delta_1)}\right)$$

Ta có biểu thức tính công suất tổn thất ma sát cho 4 bánh răng hành tinh và đệm $P_{ht/d}$:

$$P_{ht/d} = 4.M^{ms}_{ht/d}\dot{\varphi}_3 \quad (3.14)$$

Thế (2.64) và (3.8) vào (3.14) ta có:

$$P_{ht/d} = 4.M^{ms}_{ht/d}\dot{\varphi}_3 = \mu_{ht/d}M_2\tan\alpha\sin\delta\left(\frac{\cos(\delta_1+\delta_0)\sin(\delta_1-\delta_0)-(\delta_1-\delta_0)}{\sin(\delta_0+\delta_1)\sin(\delta_0-\delta_1)}\right)\frac{r_{ht}}{r_3}\Delta\omega \quad (3.15)$$

### *3.2.4. Công suất tổn thất ma sát giữa bánh răng bán trục và vỏ $P_{bt/v}$*

Ta đã tính toán được giá trị mô men ma sát giữa bánh răng hành tinh và đệm $M^{ms}_{bt/v}$ theo (2.73):

$$M^{ms}_{bt/v} = \frac{2}{3}\mu_{bt/v}X_{bt}\frac{(r^3_{tx2}-r^3_{tx1})}{(r^2_{tx2}-r^2_{tx1})}$$

Ta có biểu thức tính công suất tổn thất ma sát cho 2 bánh răng bán trục và vỏ vi sai $P_{bt/v}$:

$$P_{bt/v} = 2.M^{ms}_{bt/v}.\Delta\omega \quad (3.16)$$

Thế (2.73), (3.8) vào (3.16) ta có:

$$P_{bt/v} = \frac{1}{3}\mu_{bt/v} M_2 \tan\alpha \sin\bar{\delta} \frac{(r_{tx2}^3 - r_{tx1}^3)}{(r_{tx2}^2 - r_{tx1}^2).r_{tr}} \Delta\omega \tag{3.17}$$

### *3.2.5. Công suất tổn thất ma sát giữa bánh răng bán trục và vỏ $P_{bt/v}$*

Từ (3.11) ta có biểu thức công suất tổn thất do ma sát tiếp xúc tổng trong vi sai:

$$P_{ms} = P_{ht/tr} + P_{ht/d} + P_{bt/v} \tag{3.18}$$

$$\begin{aligned} P_{ms} &= \pi.\mu'_{ht/tr} \frac{r_{ct}}{2r_3} M_2 \Delta\omega + \\ &+ \mu_{ht/d} M_2 \tan\alpha \sin\delta \left(\frac{\cos(\delta_1+\delta_0)\sin(\delta_1-\delta_0) - (\delta_1-\delta_0)}{\sin(\delta_0+\delta_1)\sin(\delta_0-\delta_1)}\right) \frac{r_{ht}}{r_3} \Delta\omega + \\ &+ \frac{1}{3}\mu_{bt/v} M_2 \tan\alpha \sin\bar{\delta} \frac{(r_{tx2}^3 - r_{tx1}^3)}{(r_{tx2}^2 - r_{tx1}^2).r_{tr}} \Delta\omega \end{aligned} \tag{3.19}$$

Từ (3.10) và (3.19) ta có biểu thức tính hiệu suất vi sai $\eta_{vs}$ :

$$\eta_{vs} = 1 - \left[ \frac{P_{ht/tr}}{P_2} + \frac{P_{ht/d}}{P_2} + \frac{P_{bt/v}}{P_2} \right] \tag{3.20}$$

Đặt:

$$l_{ht/tr} = \frac{P_{ht/tr}}{P_2} = \pi.\mu'_{ht/tr} \frac{r_{ct}}{2r_3} \frac{\Delta\omega}{\dot{\varphi}_2} \tag{3.21}$$

$$l_{ht/d} = \frac{P_{ht/d}}{P_2} = \mu_{ht/d} \tan\alpha \sin\delta \left(\frac{\cos(\delta_1+\delta_0)\sin(\delta_1-\delta_0) - (\delta_1-\delta_0)}{\sin(\delta_0+\delta_1)\sin(\delta_0-\delta_1)}\right) \frac{r_{ht}}{r_3} \frac{\Delta\omega}{\dot{\varphi}_2} \tag{3.22}$$

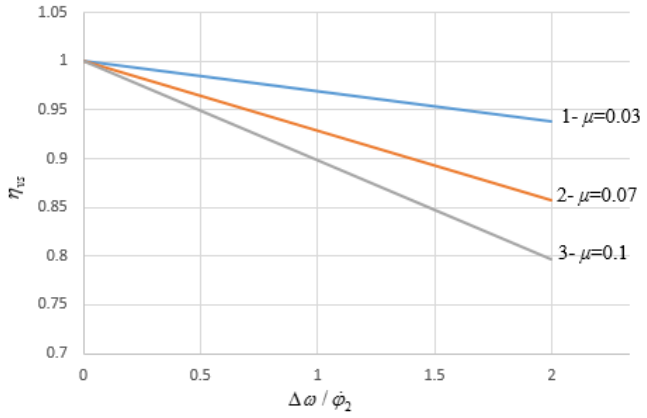
$$l_{bt/v} = \frac{P_{bt/v}}{P_2} = \frac{1}{3}\mu_{bt/v} \tan\alpha \sin\bar{\delta} \frac{(r_{tx2}^3 - r_{tx1}^3)}{(r_{tx2}^2 - r_{tx1}^2).r_{tr}} \frac{\Delta\omega}{\dot{\varphi}_2} \tag{3.23}$$

$$\Rightarrow \eta_{vs} = 1 - \left[ l_{ht/tr} + l_{ht/d} + l_{bt/v} \right] \tag{3.24}$$

Khi đó $l_i = P_i/P_2$ ($i$=*ht/tr, ht/d, bt/v*) là tỉ số tổn thất công suất của các thành phầnhao tổn với công suất trên vỏ vi sai. Từ biểu thức hiệu suất của vi sai cho

thấy tổn thất do ma sát chỉ xuất hiện khi bộ vi sai hoạt động tức là có sự sai lệch vận tốc gốc của 2 bánh xe khi đó $\Delta\omega > 0$.

Từ (3.21), (3.22), (3.23) cho thấy hiệu suất của vi sai phụ thuộc vào giá trị $\Delta\omega/\dot{\phi}_2$. Hình 3.1 cho thấy ảnh hưởng của tầm hoạt động của vi sai $\Delta\omega/\dot{\phi}_2 = [0 \div 2]$ đến hiệu suất vi sai $\eta_{vs}$ thông qua dãy giá trị của hệ số ma sát cho tất cả vị trí ma sát $\mu = [0.03 \quad 0.07 \quad 0.1]$.




*Hình 3.1 Ảnh hưởng của $\Delta\omega/\dot{\phi}_2$ đến hiệu suất vi sai*

Từ hình 3.1, khi sai lệch vận tốc bên trái và phải càng lớn khi hệ số ma sát tại tất cả vị trí ma sát bằng nhau thì hiệu suất vi sai càng giảm.

## 3.3. Khảo sát ảnh hưởng của ma sát vi sai đến hiệu suất vi sai cầu xe tải nhỏ LF3070G1

Trên cơ sở hệ phương trình vi phân mô tả động lực học khi có mô men ma sát trong cơ cấu vi sai (2.30), (2.31) và mô hình Matlab Simulink (mục 2.5.2) để khảo sát lấy các thông số đầu ra $\Delta\omega/\dot{\phi}_2$ để tính hiệu suất truyền lực vi sai.

### *3.3.1. Khảo sát động lực học vi sai nguyên bản để tính hiệu suất vi sai*

**Trường hợp 1:** Xét vi sai làm việc trên đường Nông - lâm nghiệp có hệ số cản 2 bên bán trục không bằng nhau. Các thông số khảo sát cho trong bảng:

| Thông số đầu vào | Yếu tố ảnh hưởng | Thông số đầu ra |
|---|---|---|
| - Mô men xoắn trên trục chủ | - Mô men ma sát trong | - Giá trị chênh |

| | | |
|---|---|---|
| động $M_1=Me*i_{ht3}=$ 320*2.45 N.m<br>- Loại đường hoạt động đường Nông - lâm nghiệp có hệ số cản lăn bên trái f=0.14; hệ số cản lăn bên phải f=0.12<br>- Tải trọng P=0 (2 tấn tải)<br>- Hệ số ma sát cho tất cả vị trí ma sát $\mu=\begin{bmatrix}0.03 & 0.07 & 0.1\end{bmatrix}$ | các bộ phận cơ cấu vi sai:<br>$M_3^{ms}=M_{ht/tr}^{ms}+M_{ht/d}^{ms}$<br>$M_4^{ms}=M_{bt/v}^{ms}$<br>$M_5^{ms}=M_{bt/v}^{ms}$ | lệch vận tốc 2 bán trục chia cho vận tốc vỏ vi sai:<br>$\frac{\Delta\omega}{\dot{\varphi}_2}=\frac{\lvert\dot{\varphi}_4-\dot{\varphi}_5\rvert}{\dot{\varphi}_2}$<br>- Hiệu suất truyền lực vi sai $\eta_{vs}$ |

Kết quả:

- Giá trị tỷ số chênh lệch vận tốc 2 bán trục và vỏ vi sai khi μ=0.03:

$$\frac{\Delta\omega}{\dot{\varphi}_2}=\frac{\lvert\dot{\varphi}_4-\dot{\varphi}_5\rvert}{\dot{\varphi}_2}=0.3438$$

- Giá trị tỷ số chênh lệch vận tốc 2 bán trục và vỏ vi sai khi μ=0.07:

$$\frac{\Delta\omega}{\dot{\varphi}_2}=\frac{\lvert\dot{\varphi}_4-\dot{\varphi}_5\rvert}{\dot{\varphi}_2}=0.5779$$

- Giá trị tỷ số chênh lệch vận tốc 2 bán trục và vỏ vi sai khi μ=0.1:

$$\frac{\Delta\omega}{\dot{\varphi}_2}=\frac{\lvert\dot{\varphi}_4-\dot{\varphi}_5\rvert}{\dot{\varphi}_2}=0.7527$$

- Hiệu suất của vi sai giá trị cao nhất là $\eta_{vs}=0.9895$ khi $\mu$=0.03, $\eta_{vs}=0.9587$ khi $\mu$=0.07 và $\eta_{vs}=0.9233$ khi $\mu$=0.1.

**Trường hợp 2:** Xét vi sai làm việc trên đường Nông - lâm nghiệp có hệ số cản 2 bên bán trục không bằng nhau. Các thông số khảo sát cho trong bảng:

| **Thông số đầu vào** | **Yếu tố ảnh hưởng** | **Thông số đầu ra** |
|---|---|---|
| - Mô men xoắn trên trục chủ động $M_1=Me*i_{ht3}=$ 320*2.45 | - Mô men ma sát trong các bộ phận cơ cấu vi | - Giá trị chênh lệch vận tốc 2 bán |

| | | |
|---|---|---|
| N.m<br>- Loại đường hoạt động đường Nông - lâm nghiệp có hệ số cản lăn bên trái f=0.14; hệ số cản lăn bên phải f=0.12<br>- Tải trọng P=50% (2 tấn tải)<br>- Hệ số ma sát cho tất cả vị trí ma sát $\mu = [0.03 \quad 0.07 \quad 0.1]$ | sai:<br>$M_3^{ms} = M_{ht/tr}^{ms} + M_{ht/d}^{ms}$<br>$M_4^{ms} = M_{bt/v}^{ms}$<br>$M_5^{ms} = M_{bt/v}^{ms}$ | trục chia cho vận tốc vỏ vi sai:<br>$\frac{\Delta\omega}{\dot{\varphi}_2} = \frac{\lvert\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5\rvert}{\dot{\varphi}_2}$<br>- Hiệu suất vi sai $\eta_{vs}$ |

Kết quả:

- Giá trị tỷ số chênh lệch vận tốc 2 bán trục và vỏ vi sai khi μ=0.03:

$$\frac{\Delta\omega}{\dot{\varphi}_2} = \frac{\lvert\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5\rvert}{\dot{\varphi}_2} = 0.4814$$

- Giá trị tỷ số chênh lệch vận tốc 2 bán trục và vỏ vi sai khi μ=0.07:

$$\frac{\Delta\omega}{\dot{\varphi}_2} = \frac{\lvert\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5\rvert}{\dot{\varphi}_2} = 0.7774$$

- Giá trị tỷ số chênh lệch vận tốc 2 bán trục và vỏ vi sai khi μ=0.1:

$$\frac{\Delta\omega}{\dot{\varphi}_2} = \frac{\lvert\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5\rvert}{\dot{\varphi}_2} = 0.9976$$

- Hiệu suất của vi sai giá trị cao nhất là $\eta_{vs} = 0.9852$ khi $\mu$=0.03, $\eta_{vs} = 0.9444$ khi $\mu$=0.07 và $\eta_{vs} = 0.8983$ khi $\mu$=0.1

**Trường hợp 3:** Xét vi sai làm việc trên đường Nông - lâm nghiệp có hệ số cản 2 bên bán trục không bằng nhau. Các thông số khảo sát cho trong bảng:

| Thông số đầu vào | Yếu tố ảnh hưởng | Thông số đầu ra |
|---|---|---|
| - Mô men xoắn trên trục chủ động $M_1$=*Me*i*$_{ht3}$= *320*2.45* | - Mô men ma sát trong các bộ phận cơ cấu vi | - Giá trị chênh lệch vận tốc 2 bán |

| | | |
|---|---|---|
| N.m<br>- Loại đường hoạt động đường Nông - lâm nghiệp có hệ số cản lăn bên trái f=0.14; hệ số cản lăn bên phải f=0.12<br>- Tải trọng P=100% tải.<br>- Hệ số ma sát cho tất cả vị trí ma sát $\mu = [0.03 \quad 0.07 \quad 0.1]$. | sai:<br>$M_3^{ms} = M_{ht/tr}^{ms} + M_{ht/d}^{ms}$<br>$M_4^{ms} = M_{bt/v}^{ms}$<br>$M_5^{ms} = M_{bt/v}^{ms}$ | trục chia cho vận tốc vỏ vi sai:<br>$\frac{\Delta\omega}{\dot{\varphi}_2} = \frac{\lvert\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5\rvert}{\dot{\varphi}_2}$<br>- Hiệu suất vi sai $\eta_{vs}$ |

Kết quả:

- Giá trị tỷ số chênh lệch vận tốc 2 bán trục và vỏ vi sai khi μ=0.03:

$$\frac{\Delta\omega}{\dot{\varphi}_2} = \frac{\lvert\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5\rvert}{\dot{\varphi}_2} = 0.7173$$

- Giá trị tỷ số chênh lệch vận tốc 2 bán trục và vỏ vi sai khi μ=0.07:

$$\frac{\Delta\omega}{\dot{\varphi}_2} = \frac{\lvert\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5\rvert}{\dot{\varphi}_2} = 1.1187$$

- Giá trị tỷ số chênh lệch vận tốc 2 bán trục và vỏ vi sai khi μ=0.1:

$$\frac{\Delta\omega}{\dot{\varphi}_2} = \frac{\lvert\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5\rvert}{\dot{\varphi}_2} = 1.4184$$

- Hiệu suất của vi sai giá trị cao nhất là $\eta_{vs} = 0.9780$ khi $\mu$=0.03, $\eta_{vs}$ = 0.9200 khi $\mu$=0.07 và $\eta_{vs} = 0.8554$ khi $\mu$=0.1.

Thông qua 3 trường hợp khảo sát trên. Khi tải trọng của xe càng lớn thì hiệu suất của vi sai giảm đi. Hiệu suất vi sai đạt giá trị cao nhất $\eta_{vs} = 0.9895$, $\eta_{vs} = 0.9852$, $\eta_{vs} = 0.9780$ tương ứng với 0% tải, 50% tải và 100% tải với giá trị hệ số ma sát $\mu$=0.03.

### *3.3.2. Khảo sát động lực học vi sai khi thay đổi kết cấu để tính hiệu suất vi sai*

Ở phần phân tích ảnh hưởng của các thông số kết cấu đến mô men ma sát (mục 2.4.2), khi giảm chiều dài cạnh vát trục *l* thì có thể giảm mô men ma sát giữa bánh răng hành tinh và trục chữ thập $M_{ht/tr}^{ms}$; tăng diện tích $S_k^{ht}$ để giảm mô men ma sát giữa bánh răng hành tinh và đệm $M_{ht/d}^{ms}$ và tăng diện tích $S_k^{bt}$ để giảm mô men ma sát giữa bánh răng bán trục và vỏ vi sai $M_{bt/v}^{ms}$.

Do đó, có thể sử dụng bộ vi sai có thay đổi về kết cấu như trên nhằm làm giảm mô men ma sát trong các bộ phận cơ cấu vi sai từ đó có thể nâng cao được hiệu suất vi sai $\eta_{vs}^k$. Biểu thức (3.25) tính hiệu suất vi sai khi thay đổi kết cấu $\eta_{vs}^k$.

$$\eta_{vs}^k = 1 - \left[ \frac{P_{ht/tr}^k}{P_2} + \frac{P_{ht/d}^k}{P_2} + \frac{P_{bt/v}^k}{P_2} \right] \tag{3.25}$$

$$l_{ht/tr}^k = \frac{P_{ht/tr}^k}{P_2} = \arcsin\left(\frac{l}{r_{ct}}\right).\mu_{ht/tr}^{'} \frac{r_{ct}}{r_3} \frac{\Delta\omega}{\dot{\varphi}_2} \tag{3.26}$$

$$l_{ht/d}^k = \frac{P_{ht/d}^k}{P_2} = \mu_{ht/d} \tan\alpha \sin\delta \times$$
$$\left( \frac{\cos(\delta_1+\delta_0)\sin(\delta_1-\delta_0)-(\delta_1-\delta_0)}{\sin(\delta_0+\delta_1)\sin(\delta_0-\delta_1)} - \frac{S_k^{ht}}{\pi r_{ht}^2 \sin(\delta_0+\delta_1)\sin(\delta_0-\delta_1)} \right) \frac{r_{ht}}{r_3} \frac{\Delta\omega}{\dot{\varphi}_2} \tag{3.27}$$

$$l_{bt/v}^k = \frac{P_{bt/v}^k}{P_2} = \mu_{bt/v} \tan\alpha \sin\bar{\delta} \left( \frac{(r_{tx2}^3 - r_{tx1}^3)}{3r_{tr}(r_{tx2}^2 - r_{tx1}^2)} - \frac{S_k^{bt} r_{tx}}{2\pi r_{tr}(r_{tx2}^2 - r_{tx1}^2)} \right) \frac{\Delta\omega}{\dot{\varphi}_2} \tag{3.28}$$

$$\Rightarrow \eta_{vs}^k = 1 - \left[ l_{ht/tr}^k + l_{ht/d}^k + l_{bt/v}^k \right] \tag{3.29}$$

**Trường hợp 1:** Xét vi sai làm việc trên đường lâm nghiệp có hệ số cản 2 bên bán trục không bằng nhau. Các thông số khảo sát cho trong bảng:

| Thông số đầu vào | Yếu tố ảnh hưởng | Thông số đầu ra |
|---|---|---|
| - Mô men xoắn trên trục chủ động $M_1=Me*i_{ht3}=$ 320*2.45 N.m<br>- Loại đường hoạt động đường Nông - lâm nghiệp có hệ số cản lăn bên trái f=0.14; hệ số cản lăn bên phải f=0.12<br>- Tải trọng P=0% (2 tấn tải)<br>- Hệ số ma sát cho tất cả vị trí ma sát μ=0.1 | - Mô men ma sát trong các bộ phận cơ cấu vi sai:<br>$M_3^{ms} = M_{ht/tr}^{ms} + M_{ht/d}^{ms}$<br>$M_4^{ms} = M_{bt/v}^{ms}$<br>$M_5^{ms} = M_{bt/v}^{ms}$ | - Giá trị chênh lệch vận tốc 2 bán trục chia cho vận tốc vỏ vi sai:<br>$\frac{\Delta\omega}{\dot{\varphi}_2} = \frac{\lvert\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5\rvert}{\dot{\varphi}_2}$<br>- Hiệu suất vi sai $\eta_{vs}^k$ |

Kết quả:

- Giá trị chênh lệch vận tốc 2 bán trục chia cho vận tốc vỏ vi sai:

$$\frac{\Delta\omega}{\dot{\varphi}_2} = \frac{\lvert\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5\rvert}{\dot{\varphi}_2} = 0.3904$$

- Hiệu suất của vi sai giá trị $\eta_{vs}^k = 0.9720$ khi $\mu$=0.1.

**Trường hợp 2:** Xét vi sai làm việc trên đường lâm nghiệp có hệ số cản 2 bên bán trục không bằng nhau. Các thông số khảo sát cho trong bảng:

| Thông số đầu vào | Yếu tố ảnh hưởng | Thông số đầu ra |
|---|---|---|
| - Mô men xoắn trên trục chủ động $M_1=Me*i_{ht3}$= 320*2.45 N.m<br>- Loại đường hoạt động đường Nông - lâm nghiệp có hệ số cản lăn bên trái f=0.14; hệ số cản lăn bên phải f=0.12<br>- Tải trọng P=50% (2 tấn tải)<br>- Hệ số ma sát cho tất cả vị trí ma sát μ=0.1. | - Mô men ma sát trong các bộ phận cơ cấu vi sai:<br>$M_3^{ms} = M_{ht/tr}^{ms} + M_{ht/d}^{ms}$<br>$M_4^{ms} = M_{bt/v}^{ms}$<br>$M_5^{ms} = M_{bt/v}^{ms}$ | - Giá trị chênh lệch vận tốc 2 bán trục chia cho vận tốc vỏ vi sai:<br>$\frac{\Delta\omega}{\dot{\varphi}_2} = \frac{\lvert\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5\rvert}{\dot{\varphi}_2}$<br>- Hiệu suất vi sai $\eta_{vs}^k$ |

Kết quả:

- Giá trị chênh lệch vận tốc 2 bán trục chia cho vận tốc vỏ vi sai:

$$\frac{\Delta\omega}{\dot{\varphi}_2} = \frac{\lvert\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5\rvert}{\dot{\varphi}_2} = 0.5085$$

- Hiệu suất của vi sai $\eta_{vs}^k = 0.9636$ ứng với $\mu$=0.1

**Trường hợp 3:** Xét vi sai làm việc trên đường lâm nghiệp có hệ số cản 2 bên bán trục không bằng nhau. Các thông số khảo sát cho trong bảng:

| Thông số đầu vào | Yếu tố ảnh hưởng | Thông số đầu ra |
|---|---|---|
| - Mô men xoắn trên trục chủ động $M_1=Me*i_{ht3}$= 320*2.45 N.m<br>- Loại đường hoạt động đường Nông - lâm nghiệp có hệ số cản lăn bên trái f=0.14; hệ số cản lăn bên phải f=0.12<br>- Tải trọng P=100% (2 tấn tải)<br>- Hệ số ma sát cho tất cả vị trí ma sát μ=0.1 | - Mô men ma sát trong các bộ phận cơ cấu vi sai:<br>$M_3^{ms} = M_{ht/tr}^{ms} + M_{ht/d}^{ms}$<br>$M_4^{ms} = M_{bt/v}^{ms}$<br>$M_5^{ms} = M_{bt/v}^{ms}$ | - Giá trị chênh lệch vận tốc 2 bán trục chia cho vận tốc vỏ vi sai:<br>$\frac{\Delta\omega}{\dot{\varphi}_2} = \frac{\lvert\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5\rvert}{\dot{\varphi}_2}$<br>- Hiệu suất vi sai $\eta_{vs}^k$ |

Kết quả:

- Giá trị chênh lệch vận tốc 2 bán trục chia cho vận tốc vỏ vi sai:

$$\frac{\Delta\omega}{\dot{\varphi}_2} = \frac{\lvert\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5\rvert}{\dot{\varphi}_2} = 0.6875$$

- Hiệu suất của vi sai $\eta_{vs}^k = 0.9508$ ứng với $\mu$=0.1

Thông qua 3 trường hợp khảo sát trên. Khi tải trọng của xe càng lớn thì hiệu suất của vi sai giảm đi:

+ Ở trường hợp xe không chịu tải, khi hệ số ma sát μ=0.1 thì hiệu suất bộ vi sai nguyên bản là $\eta_{vs} = 0.9233$, hiệu suất bộ vi sai thay đổi kết cấu là $\eta_{vs}^k = 0.9720$.

+ Ở trường hợp xe chịu 50% tải, khi hệ số ma sát μ=0.1 thì hiệu suất bộ vi sai nguyên bản là $\eta_{vs} = 0.8983$, hiệu suất bộ vi sai thay đổi kết cấu là $\eta_{vs}^{k} = 0.9636$.

+ Ở trường hợp xe chịu 100% tải, khi hệ số ma sát μ=0.1 thì hiệu suất bộ vi sai nguyên bản là $\eta_{vs} = 0.8554$, hiệu suất bộ vi sai thay đổi kết cấu là $\eta_{vs}^{k} = 0.9508$.

Vậy khi sử dụng bộ vi sai thay đổi kết cấu theo phương án khảo sát trên thì hiệu suất vi sai tăng lên lớn nhất là 11%.

## 3.4. Nghiên cứu nâng cao chất lượng động lực học vi sai xe tải nhỏ

### *3.4.1. Ảnh hưởng của cơ cấu vi sai đến tính năng kéo bám*

Trong ô tô, mô men của động cơ truyền đến các bánh xe chủ động tạo ra lực kéo tiếp tuyến đảm bảo cho ô tô chuyển động.

+ Lực kéo tiếp tuyến theo khả năng của động cơ:

$$P_k = \frac{M_e.i_t.\eta_t}{r_{bx}} \tag{3.30}$$

Trong đó:

$M_e$ - Mô men của động cơ;

$i_t$ - Tỷ số truyền các tay số của hộp số;

$\eta_t$ - Hiệu suất truyền lực;

$r_{bx}$ - Bán kính bánh xe chủ động.

+ Lực kéo tiếp tuyến theo khả năng bám ta có:

$$P_k = P_\varphi = \varphi(Z_1 + Z_2) \tag{3.31}$$

Trong đó:

$\varphi$ - Hệ số bám của bánh xe với mặt đường;

$Z_1$, $Z_2$ - Phản lực pháp tuyến của bánh xe bên phải và bên trái.

Trong điều kiện làm việc ở đường xấu $P_k$ xác định theo khả năng bám vì xe làm việc ở các số truyền thấp, còn khả năng bám phụ thuộc vào hệ số bám $\varphi$ và trọng lượng bám.

Sự bám giữa các bánh xe chủ động với mặt đường xác định tính chất kéo tới hạn của ô tô. Lực kéo tới hạn theo lực bám với mặt đường thay đổi rõ rệt khi trong hệ thống truyền lực có vi sai và không có vi sai.

### *3.4.2. Hệ số khoá vi sai $K_\delta$*

Hệ số khóa vi sai được định nghĩa như công thức (3.32).

$$K_\delta = \frac{M_4 - M_5}{M_4 + M_5} = \frac{M_{ms}}{M_2} \qquad (3.32)$$

Khi không có ma sát trong vi sai $M_{ms} = 0$ thì $K_\delta = 0$, trong trường hợp này lực kéo tới hạn theo điều kiện bám không trượt của ô tô chỉ đạt được khi hệ số $\varphi$ dưới tất cả các bánh xe chủ động là như nhau.

Khi vi sai được hãm hoàn toàn $M_{ms} = M_2$ thì theo công thức (3.32) hệ số khóa vi sai $K_\delta = 1$.

Tuy nhiên để sử dụng hoàn toàn lực bám của các bánh xe chủ động với đất ngay cả khi hệ số bám $\varphi$ từng bánh xe rất khác nhau không cần thiết phải khoá vi sai hoàn toàn với $K_\delta = 1$.

Trong trường hợp, một trong hai bánh xe bị trượt quay hoàn toàn (hệ số bám của hai bánh xe với mặt đường là khác nhau) ô tô không chuyển động được. Trong một trường hợp đặc biệt, nếu có một bánh xe ở vị trí mặt đường có hệ số bám $\varphi_{max}$ và một bánh xe ở vị trí mặt đường có hệ số bám $\varphi_{min}$. Trường hợp này, gọi $Z_2$ là phản lực lên một bánh xe ở cầu sau và $r_{bx}$ là bán kính làm việc của bánh xe ta sẽ có:

$$M_5 = 0,5Z_2\varphi_{max}r_{bx} \quad (3.33)$$

$$M_4 = 0,5Z_2\varphi_{min}r_{bx} \quad (3.34)$$

Khi $\varphi_{max} = 0,7$ và $\varphi_{min} = 0,1$ thay vào công thức (3.32) ta có:

$$K_\delta = \frac{0,5Z_2r_{bx}(\varphi_{max} - \varphi_{\min})}{0,5Z_2r_{bx}(\varphi_{max} + \varphi_{\min})} = \frac{0.7 - 0.1}{0.7 + 0.1} \approx 0.75 \quad (3.35)$$

Với giá trị $K_\delta$ lớn hơn nữa cũng không làm cho tính chất kéo bám của ô tô tốt hơn. Thông thường vì các giá trị $\varphi_{max}$ và $\varphi_{min}$ không khác nhau nhiều nên $K_\delta = 0,3 \div 0,7$. Khi $K_\delta$ lớn sẽ khó lái, lốp sẽ mòn nhanh và trên các đường trơn có thể làm cho ô tô bị trượt ngang.

### *3.4.3. Hệ số gài vi sai*

Hệ số gài vi sai $K_\delta^{'}$ là tỷ số giữa mô men của bánh xe quay chậm với mô men của bánh xe quay nhanh, phương trình (3.36).

$$K_\delta^{'} = \frac{M_5}{M_4} \quad (3.36)$$

Theo định nghĩa về $K_\delta^{'}$ như trên thì quan hệ giữa $K_\delta^{'}$ và $K_\delta$, phương trình (3.37).

$$K_\delta^{'} = \frac{1 + K_\delta}{1 - K_\delta} \quad (3.37)$$

Như vậy khi $K_\delta$ thay đổi từ 0 đến 1 thì $K_\delta^{'}$ thay đổi từ 1 đến ∞.

### *3.4.5. Quan hệ giữa lực kéo và hệ số hãm vi sai*

Quan hệ giữa lực kéo bên trái (bánh quay nhanh) $P_{k1}$, bên phải (bánh quay chậm) $P_{k2}$ và hệ số hãm vi sai được xác định bởi công thức (3.38) và (3.39).

$$P_{k1} = \frac{M_2}{2r_{bx}}(1 - K_\sigma) \tag{3.38}$$

$$P_{k2} = \frac{M_2}{2r_{bx}}(1 + K_\sigma) \tag{3.39}$$

Trong đó:

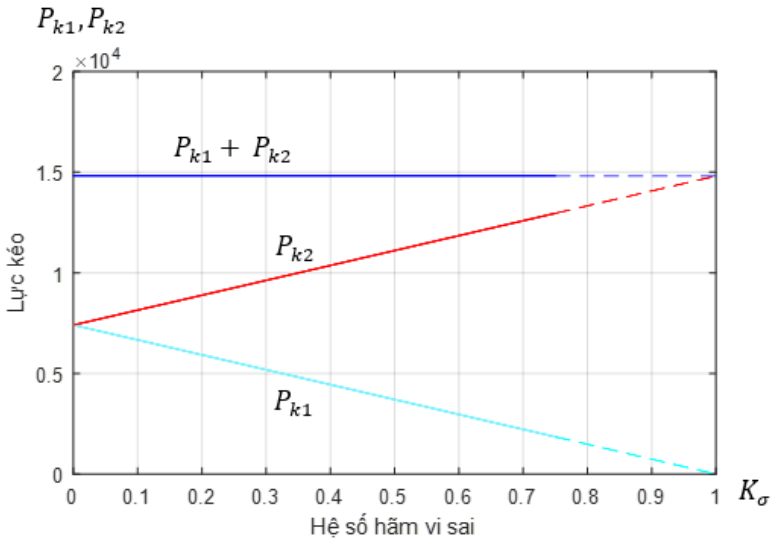
$$P_k = P_{k1} + P_{k2} = \frac{M_2}{r_{bx}} = \frac{M_4 + M_5}{r_{bx}} = 0.5Z_2(\varphi_{\min} + \varphi_{\max})$$

$$= 0.5.\frac{74050}{2}.0.8 = 14810 \quad N$$

$$M_2 = P_k.r_{bx} = 14810.0.44 = 6514.4 \quad N.m \tag{3.40}$$

Khi $K_\sigma = 0, P_{k1} = P_{k2} = 14810/2 = 7405N$

Đồ thị biểu diễn quan hệ giữa lực kéo và hệ số hãm vi sai biểu diễn trên hình 3.2.




*Hình 3.2 Đồ thị biểu diễn quan hệ lực kéo và hệ số hãm vi sai*

Như vậy $P_{k2}$ và $P_{k1}$ là hàm số bậc nhất của $K_\sigma$. Nếu biểu diễn trên đồ thị thì $P_{k1} + P_{k2} = M_2 / r_{bx} = const$. Tại $K_\sigma$ = 0 ta có $P_{k1}$ = $P_{k2}$ khi $K_\sigma$ biến thiên từ 0 đến 1 thì $P_{k1}$ giảm và $P_{k2}$ tăng. Phần bên phải đồ thị hình 3.3 ta vẽ đường nét chấm vì đoạn này biểu diễn các giá trị lực kéo với $\varphi$ > 0,75 quá lớn.

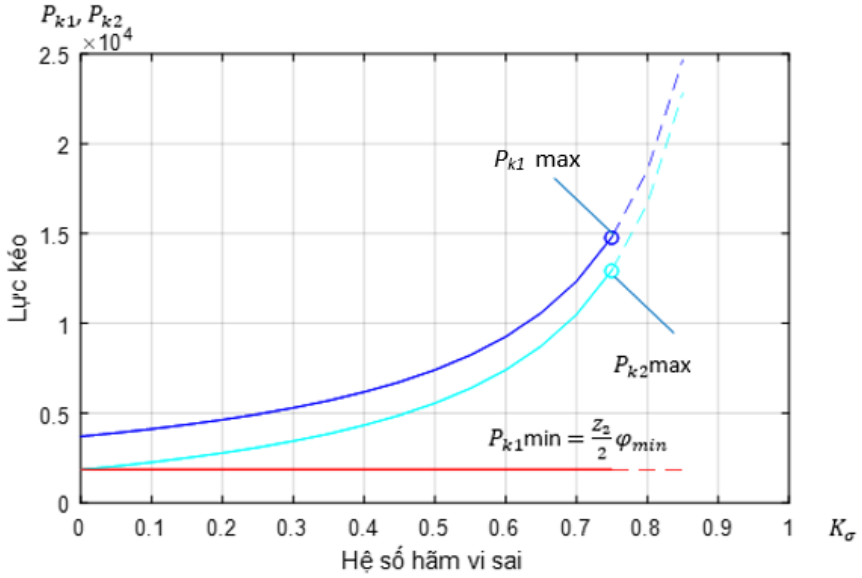
Quan hệ giữa lực kéo trên bánh xe chủ động bên trái $P_{k1}$, bên phải $P_{k2}$ và hệ số gài vi sai được xác định bởi công thức (3.41).

$$P_{k2} = P_{k1}\frac{1+K_\sigma}{1-K_\sigma} \tag{3.41}$$

Trong đó:

$$P_{k1} = \frac{Z_2}{2}\varphi_{\min} = \frac{74050}{4}0.1 = 1850N \tag{3.42}$$

Đồ thị biểu diễn quan hệ lực kéo và hệ số hãm vi sai biểu diễn trên hình 3.3.




*Hình 3.3 Đồ thị biểu diễn quan hệ lực kéo và hệ số hãm vi sai theo hệ số bám khác nhau*

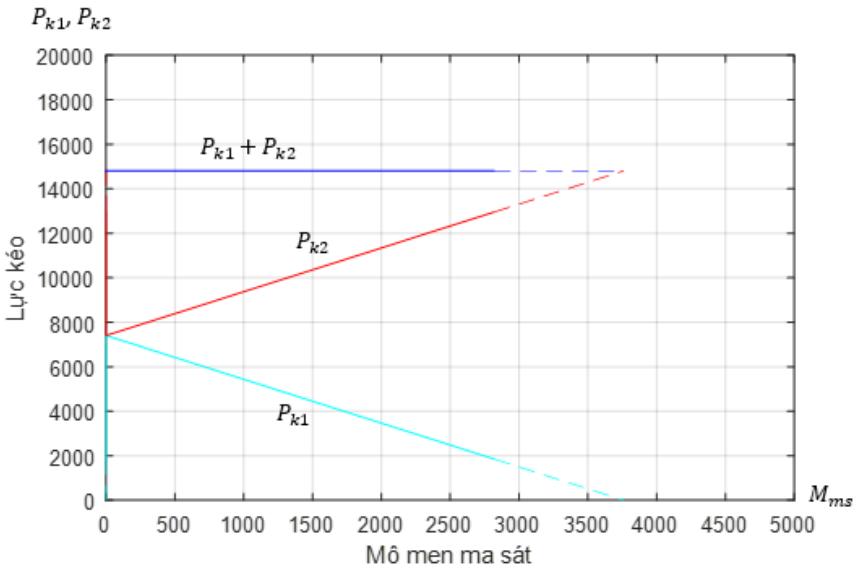
Đồ thị 3.3 biểu diễn ảnh hưởng của hệ số hãm $K_\sigma$ đối với tính chất kéo của ô tô trên nhưng với các hệ số bám $\varphi$ rất khác nhau ($\varphi_{min}$ = 0,1; $\varphi_{max}$ = 0,7).

### *3.4.6. Quan hệ giữa lực kéo và mô men ma sát*

Để khảo sát quan hệ giữa lực kéo và mô men ma sát trong vi sai, ta biểu diễn mối quan hệ giữa lực kéo và mô men ma sát dưới dạng phương trình tham số (3.43).

$$\begin{cases} M_{ms} = M_2 K_\sigma \\ P_{k1} = \dfrac{M_2}{2r_b}(1-K_\sigma) \\ P_{k2} = \dfrac{M_2}{2r_b}(1+K_\sigma) \end{cases} \qquad 0 \le K_\sigma \le 0.75 \qquad (3.43)$$

Từ đó xác định được đồ thị biểu diễn quan hệ lực kéo và mô men ma sát trong vi sai, đồ thị hình 3.4.




*Hình 3.4 Đồ thị biểu diễn quan hệ lực kéo và mô men ma sát*

$P_{k2}$ và $P_{k1}$ là hàm số bậc nhất của mô men ma sát $M_{ms}$. Nếu biểu diễn trên đồ thị thì $P_{k1} + P_{k2} = M_2 / r_{bx} = const$ .Tại $M_{ms}$ = 0 ta có $P_{k1}$ = $P_{k2}$ , khi $M_{ms}$ biến thiên từ 0 đến ∞ thì $P_{k1}$ giảm và $P_{k2}$ tăng. Phần bên phải đồ thị 3.4 ta vẽ đường nét chấm vì đoạn này biểu diễn các giá trị lực kéo với $\varphi$ > 0,75 quá lớn.

### *3.4.7. Khảo sát quan hệ giữa lực kéo và hệ số bám*

Gọi $\varphi_{tr}$, $P_{k1}$ lần lượt là hệ số bám và lực kéo cần thiết tại bánh bên trái, với

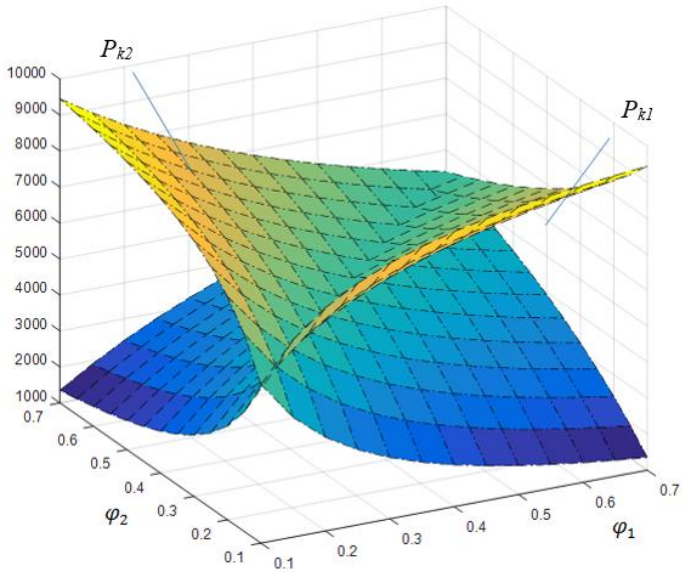
$\rho_{tr} \le 0,7$

Gọi $\varphi_{ph}$, $P_{k2}$ lần lượt là hệ số bám và lực kéo cần thiết tại bánh bên phải, với $\rho_{ph} \leq 0,7$

Phương trình tham số mô tả mối quan hệ của lực kéo và hệ số bám (3.44).

$$\begin{cases} \varphi_{tr} = u \\ \varphi_{ph} = v \\ P_{k1} = \dfrac{M_2}{2.r_{bx}}\left(1 - \dfrac{u-v}{u+v}\right) & 0 \leq u \leq 0.7 \\ P_{k1} = \dfrac{M_2}{2.r_{bx}}\left(1 + \dfrac{u-v}{u+v}\right) & 0 \leq v \leq 0.7 \end{cases} \quad (3.44)$$

Từ đó xác định đồ thị biểu diễn quan hệ lực kéo và hệ số bám, đồ thị 3D hình 3.5.




*Hình 3.5 Đồ thị 3D biểu diễn quan hệ giữa lực kéo và hệ số bám*

## 3.5. Cơ sở lý thuyết tính toán hiệu suất kéo tổng quát của xe

### *3.5.1. Hiệu suất kéo của ô tô khi trang bị cơ cấu vi sai*

Ô tô khi hoạt động trên đường lâm nghiệp, nông thôn khi có cơ cấu vi sai có ma sát trong thấp, sẽ thuận tiện khi xe thường xuyên quay vòng, nhưng đôi khi gặp đường xấu, điều kiện bám của đường không tốt, vì vậy khi thiếu bám sẽ

làm cho ô tô không có khả năng phát huy lực chủ động đủ lớn để khắc phục lực cản, bánh thiếu bám thường bị trượt, do đó làm giảm vận tốc chuyển động, thậm trí ô tô bị trượt quay hoàn toàn. Vì vậy để đánh giá ảnh hưởng của hệ số khóa vi sai đến khả năng kéo bám của ô tô, cần tính toán hiệu suất kéo của ô tô trong hai trường hợp sau:

- Ô tô có vi sai với hệ số khóa vi sai nhỏ

- Ô tô có vi sai với hệ số khóa vi sai lớn.

Hiệu suất kéo của ô tô theo tài liệu [26], được tính theo công thức (3.45).

$$\eta_k = \eta_{hs}.\eta_{vs}.\eta_{\delta} \qquad (3.45)$$

Trong đó:

$\eta_k$ - Hiệu suất kéo của toàn xe ở chế độ kéo (chế độ xe chạy dưới tác dụng của mô men từ động cơ đến bánh chủ động) không phải chế độ phanh;

$\eta_{hs}$ - Hiệu suất cơ học của hệ thống truyền lực của hộp số ở số truyền định tính và truyền lực chính;

$\eta_{vs}$ - Hiệu suất truyền lực của vi sai;

$\eta_{\delta}$ - Hiệu suất tính đến mất mát do trượt của các bánh xe chủ động.

*3.5.1.1. Hiệu suất của hệ thống truyền lực*

Hiệu suất cơ học của hệ thống truyền lực [24] bao gồm của hộp số ở số truyền định tính và truyền lực chính.

Khi tính ở số truyền tay số 3, có 2 cặp bánh răng trụ ăn khớp, 1 cặp bánh răng nón của truyền lực chính, hiệu suất cơ học hệ thống truyền lực tính theo (3.50).

$$\eta_{hs} = 0,97^2.0,96 = 0,903 \qquad (3.46)$$

*3.5.1.2. Hiệu suất truyền lực của vi sai*

Hiệu suất truyền lực vi sai cũng chính là hiệu suất của lực chủ động. Theo tài liệu [18], Nếu gọi $\omega_4$, $\omega_5$, $\omega_2$ là vận tốc góc tương ứng của bán trục trái, phải và của vỏ vi sai. Khi có sự quay tương đối giữa hai bán trục, phương trình cân bằng công suất của hộp vi sai là:

$$M_2.\omega_2 = M_5.\omega_5 + M_4.\omega_4 + M_{ms}\left(\frac{\omega_5 - \omega_4}{2}\right) \quad (3.47)$$

Hay công suất đầu ra của cơ cấu vi sai là.

$$M_5.\omega_5 + M_4.\omega_4 = M_2.\omega_2 - M_{ms}\left(\frac{\omega_5 - \omega_4}{2}\right) \quad (3.48)$$

Hiệu suất truyền lực của cơ cấu vi sai (3.49).

$$\eta_{vs} = \frac{M_5.\omega_5 + M_4.\omega_4}{M_2.\omega_2} = \frac{M_2.\omega_2 - M_{ms}\left(\frac{\omega_5 - \omega_4}{2}\right)}{M_2.\omega_2}$$

$$\eta_{vs} = \left[1 - \frac{M_{ms}\left(\frac{\omega_5 - \omega_4}{2}\right)}{M_2.\omega_2}\right] \quad (3.49)$$

Từ công thức trên, nếu $\omega_4 = \omega_5$ thì mất mát công suất cho ma sát sẽ bằng không, $\eta_{vs}=1$; còn khi $\omega_4 \neq \omega 5$, thì sẽ có một phần công suất mất mát do ma sát trong hộp vi sai nên $\eta_{vs}<1$.

*3.5.1.3. Hiệu suất tính đến trượt của các bánh xe chủ động*

Hiệu suất tính đến trượt của các bánh xe chủ động $\eta_\delta$ theo tài liệu [26], hiệu suất này được tính bằng công thức (3.50).

$$\eta_\delta = (1 - \delta) \quad (3.50)$$

Với $\delta$ là độ trượt của ô tô khi chuyển động thẳng, ta có:

$$\delta = \frac{V_{lt} - V_{tt}}{V_{it}} \tag{3.51}$$

Trong đó : $V_{lt}$ là vận tốc lý thuyết; $V_{lt} = \omega_2 . r_{bx}$

$V_{tt}$ là vận tốc thực tế; $V_{tt} = \omega_{b\min} . r_{bx}$

Với $\omega_{bmin}$ vận tốc góc của bánh không trượt

Giả sử bánh bên phải có hệ số bám nhỏ thì bánh bên phải sẽ bị trượt quay, $\omega_{bmin}$ là vận góc bánh bên trái.

$$\delta = \frac{V_{lt} - V_{tt}}{V_{lt}} = \frac{\omega_2 . r_{bx} - \omega_{b\min} . r_{bx}}{\omega_2 . r_{bx}} = 1 - \frac{\omega_{b\min}}{\omega_2} \tag{3.52}$$

Sau khi tính được độ trượt, hiệu suất trượt được tính theo (3.53):

$$\eta_\delta = (1 - \delta) = 1 - (1 - \frac{\omega_{b\min}}{\omega_2}) = \frac{\omega_{b\min}}{\omega_2} . \tag{3.53}$$

Từ (3.45), (3.46), (3.49), (3.53) ta có công thức tính hiệu suất kéo tổng quát của ô tô (3.54).

$$\eta_k = \eta_{hs} . \eta_{vs} . \eta_\delta = \eta_{hs} . \left[ 1 - \frac{M_{ms} \left( \frac{\omega_5 - \omega_4}{2} \right)}{M_2 . \omega_2} \right] . \frac{\omega_{b\min}}{\omega_2} . 100\% \tag{3.54}$$

Công thức (3.54) là công thức tổng quát xác định hiệu suất kéo của ô tô khi chuyển động thẳng trên đường khi có hệ số bám khác nhau giữa hai bánh chủ động.

### *3.5.2. Hiệu suất kéo tổng quát của ô tô khi có hế số khóa vi sai thấp*

*3.5.2.1. Lực kéo chủ động của xe tải theo mô men động cơ*

Lực chủ động tính theo điều kiện công suất (hay mô men động cơ) không thể lớn hơn điều kiện bám của bánh xe với mặt đường:

$$P_k = \frac{M_e.i_t.\eta_t}{r_{bx}} \le P_\varphi \quad (3.55)$$

$$P_\varphi = \varphi.Z = \varphi.(Z_1 + Z_2) \quad (3.56)$$

Khi tính lực chủ động theo mô men động cơ theo công thức (3.55), nếu lực này lớn hơn khả năng bám, ta cần xác định lực chủ động theo điều kiện bám của ô tô (3.56).

*3.5.2.2. Xác định lực kéo chủ động của xe*

Với vi sai có ma sát trong nhỏ ($K_\delta = M_{ms} / M_2 = 0.02 \div 0.05$), có thể giả thuyết $M_4 = M_5$, xét trong hai trường hợp.

*- Trường hợp hệ số bám giữa hai bánh xe bằng nhau*

Giả sử hệ số bám của bánh xe bên trái $\varphi_{tr}$ và bên phải bằng nhau $\varphi_{ph}$ ($\varphi_{tr}=\varphi_{ph}$), lực kéo của bánh xe chủ động bên trái $P_{k1}$ và bên phải $P_{k2}$ được tính theo (3.62)

$$P_{k1}=P_{k2}= \varphi_{tr}. Z_1= \varphi_{ph}. Z_2 \quad (3.57)$$

Khi đó lực kéo chủ động của xe $P_k$.

$$P_k=2. P_{k1}=2.P_{k2}= 2. \varphi_{tr}. Z_1= 2. \varphi_{ph}. Z_2 \quad (3.58)$$

So sánh lực $P_k$ tính được từ công thức (3.55) và (3.58). nếu $P_k$ theo (3.55) nhỏ hơn $P_k$ theo (3.58), ta chọn lực chủ động của xe $P_k$ tính theo (3.55), ngược lại nếu $P_k$ theo (3.55) lớn hơn $P_k$ tính theo (3.58) thì ta chọn lực chủ động cùa xe $P_k$ tính theo giá trị của lực bám (3.58)

*- Trường hợp hệ số bám giữa hai bánh xe không bằng nhau*

Khi hệ số bám của 2 bánh xe không bằng nhau, giả sử ($\varphi_{tr}>\varphi_{ph}$). Khi đó lực kéo chủ động của xe $P_k$ bằng hai lần lực bám của bánh xe có hệ số bám thấp.

$$P_k=2.P_{k2}= 2.\ \varphi_{ph}.\ Z_2 \quad (3.59)$$

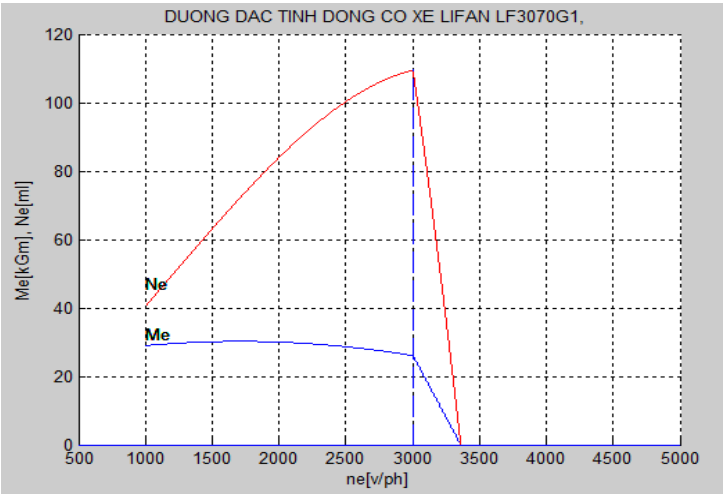
So sánh giá trị lực chủ động $P_k$ tính được từ công thức (3.55) và (3.59), ta chọn lực chủ động tương tự như trường hợp hệ số bám bằng nhau.

*3.5.2.3. Xác định chế độ làm việc của động cơ*

Xác định điểm làm việc của động cơ có mô men $M_e$ được xác định theo (3.60).

$$P_k = \frac{M_e.i_t.\eta_t}{r_{bx}} \Rightarrow M_e = \frac{P_k.r_{bx}}{i_t.\eta_t} \quad (3.61)$$

Dựa vào đường đặc tính động cơ xe tải LF3070G1 (hình 3.6), ta có số vòng quay tương ứng của trục khủy động cơ $n_e$ tại giá trị $M_e$.




*Hình 3.6 Đường đặc tính của động cơ xe tải LF3070G1*

Vận tốc góc của xe $\omega_2$ (vận tốc góc trên vỏ vi sai) theo công thức (3.62).

$$\omega_2 = \frac{\pi.n_e}{30.i_t} \tag{3.62}$$

*3.5.2.4. Xác định độ trượt của các bánh xe chủ động*

Đối với các bánh xe ô tô, hiện tượng lăn không trượt chỉ là giả định, còn trong thực tế luôn xảy ra hiện tượng trượt của các bánh xe. Do đó người ta đưa ra các khái niệm độ trượt $\delta$. Độ trượt $\delta$ là một trong các thông số quan trọng dùng để đánh giá tính chất bám của bánh xe chủ động và tính năng kéo bám và tính năng phanh của ôtô. Ta tính độ trượt trong hai trường hợp.

- *Trường hợp hệ số bám giữa hai bánh xe bằng nhau*

Khi hệ số bám hai bên bánh xe bằng nhau, ta có thể chọn độ trượt $\delta$ theo các nghiên cứu thực nghiệm. Theo tài liệu [5], [7], ta chọn $\delta=0.03$.

- *Trường hợp hệ số bám giữa hai bánh xe không bằng nhau*

Phương trình cân bằng công suất hai bên bánh xe.

$$M_4\omega_4 = M_5\omega_5 \tag{3.63}$$

$$\Rightarrow \frac{\omega_5}{\omega_4} = \frac{M_4}{M_5} = \frac{\varphi_{tr}.Z_1.r_{bx}}{\varphi_{ph}.Z_2.r_{bx}} = \frac{\varphi_{tr}}{\varphi_{ph}} = K > 1 \qquad (Z_1 = Z_2, \varphi_{tr} > \varphi_{ph}) \tag{3.64}$$

$$\Rightarrow \omega_5 = K.\omega_4 \tag{3.65}$$

Thế (3.65) vào phương trình động học vi sai:

$$\omega_2 = \frac{\omega_4 + \omega_5}{2} \Rightarrow \begin{cases} \omega_4 = \dfrac{2\omega_2}{(1+K)} \\ \omega_5 = \dfrac{2K\omega_2}{(1+K)} \end{cases} \tag{3.66}$$

Độ trượt của ô tô khi chuyển động thẳng, ta có:

$$\delta = \frac{V_{lt} - V_{tt}}{V_{lt}} \quad (3.67)$$

Trong đó:

$$V_{lt} = \omega_2 . r_{bx} \quad (3.68)$$

$$V_{tt} = \omega_4 . r_{bx} = \frac{2\omega_2}{(1+K)} . r_{bx} \quad (3.69)$$

Thế (3.68), (3.69) vào (3.67), ta tính được độ trượt $\delta$.

$$\delta = \frac{V_{lt} - V_{tt}}{V_{lt}} = \frac{K-1}{K+1} \quad (3.70)$$

### *3.5.3. Hiệu suất kéo kéo tổng quát của ô tô khi có hệ số khóa vi si sai cao*

*3.5.3.1. Xác định lực kéo chủ động của xe*

Lực kéo chủ động theo động cơ và lực kéo theo điều kiện bám khi hệ số bám giữa hai bánh xe bằng nhau được tính tương tự như trường hợp vi sai có ma sát thấp.

Xét trường hợp hệ số bám giữa hai bánh xe không bằng nhau. Giả sử hộp vi sai có $k_\delta = M_{ms} / M_{vs} = 0,3$, khi đó $M_{ms} = 0,3.M_{vs}$, dưới tác dụng của mô men ma sát này, bánh thiếu bám có thể xem như bị phanh lại, để bánh đủ bám được tăng thêm một lượng mô men chính bằng mô men ma sát trong của hộp vi sai, nhờ vậy bánh đủ bám sẽ tạo thành lực chủ động đủ lớn để vượt khỏi vùng đất xấu. Ta cần phải xác định mô men $M_{vs}$ này để xác định mô men ma sát trong của hộp vi sai qua hệ số khóa vi sai $K_\delta$.

Khi một bánh thiếu bám, giả sử khi khóa cứng vi sai $K_\delta=1$, thì lực bám tổng của cả xe bao gồm: lực bám bên bánh thiếu bám cộng với lực bám của bên đủ bám. Như vậy khi khóa cứng vi sai, nếu có lực bám bên trái đủ bám có hệ số

bám là $\varphi_{tr}$, còn bên thiếu bám giả sử là bánh phải có hệ số bám là $\varphi_{ph}$, thì lực bám tổng sẽ là:

$$P_{\varphi} = P_{BP} + P_{BT} = \varphi_{ph}.Z_2 + \varphi_{tr}.Z_1 \qquad (3.71)$$

Giả sử hai bánh có cùng phản lực pháp tuyến ($Z_1$=$Z_2$=$Z$), và $\varphi_{tr} > \varphi_{ph}$, công thức trên có thể phân tích thành:

$$P_{\varphi} = P_{BP} + P_{BT}$$

$$= \varphi_{ph}.Z + \varphi_{ph}.Z + (\varphi_{tr} - \varphi_{ph}).Z$$

$$= 2\varphi_{ph}.Z + (\varphi_{tr} - \varphi_{ph}).Z \qquad (3.72)$$

Như vậy ta có: Khi khóa cứng vi sai, lực bám tổng của ô tô bằng hai lần lực bám trên bánh thiếu bám cộng với lực bám do chênh lệch hệ số bám giữa hai bánh, tức thành phần $(\varphi_{tr} - \varphi_{ph}).Z$, nghĩa là đã tận dụng được toàn bộ hệ số bám của cả hai bánh bên trái và bên phải, tạo thành lực chủ động. Như vậy khi hệ số khóa vi sai $K_{\delta}=1$, thì lực bám tổng sẽ bằng lực bám của hai lần bánh thiếu bám cộng với hiệu lực bám của hai bánh nhân với phản lực pháp tuyến của một bánh $Z$. Khi $K_{\delta}<1$ ta sẽ có lực bám của ô tô bằng $2.\varphi_{ph}.Z$ cộng với $K_{\delta}.(\varphi_{tr} - \varphi_{ph}).Z$. Như vậy ta có lực bám tổng của cầu chủ động là:

$$P_{\varphi} = P_{BP} + P_{BT} = \varphi_{ph}.Z + [\varphi_{ph}.Z + K_{\delta}(\varphi_{tr} - \varphi_{ph})Z]$$

$$P_{\varphi} = 2\varphi_{ph}.Z + K_{\delta}(\varphi_{tr} - \varphi_{ph})Z \qquad (3.73)$$

Từ phân tích trên ta thấy $M_{vs}$ chính là phần mô men được tăng lên tới giá trị cực đại có thể khi một bên thiếu bám, hệ số khóa vi sai $K_{\delta}$ được tính theo phần trăm của mô men này, như vậy ta có:

$$M_{vs} = (\varphi_{\max} - \varphi_{\min})Z.r_{bx} \qquad (3.74)$$

Ở vi sai có mô men ma sát cao, ta có các công thức mô men trên các bán trục, mô men ma sát và mô men trên vỏ vi sai như sau:

$$M_5 = \varphi_{ph}.Z.r_{bx} \quad (3.75)$$

$$M_4 = \varphi_{ph}.Z.r_{bx} + K_\delta(\varphi_{tr} - \varphi_{ph}).Z.r_{bx} \quad (3.76)$$

$$M_4 - M_5 = M_{ms} \quad (3.77)$$

$$M_{ms} = K_\delta(\varphi_{tr} - \varphi_{ph}).Z.r_{bx} \quad (3.78)$$

$$M_2 = P_\varphi.r_{bx} = [2\varphi_{ph} + K_\delta(\varphi_{tr} - \varphi_{ph})]Z.r_{bx} \quad (3.79)$$

Giả sử $\varphi_{tr}=0.7$ , $\varphi_{ph}=[0.1\div0.7]$. Giả sử $\varphi_{ph}=0.2$ thay vào (3.73), tính được lực bám tổng của cầu chủ động.

So sánh công thức (3.55) với công thức (3.73) và chọn lực kéo chủ động theo điều kiện mô men động động cơ hoặc theo điều kiện bám như các trường hợp trên.

*3.5.3.2. Xác định chế độ làm việc của động cơ*

Khi so sánh lực chủ động với lực bám, nếu lực chủ động nhỏ hơn lực bám, khi đó ta có ngay điểm làm việc của động cơ theo công thức (3.61) như trường hợp vi sai ma sát thấp.

Nếu phải tính lực chủ động theo công thức 3.73 thì mô men chủ động trên vỏ vi sai $M_2=P_\varphi.r_{bx}$. Thay trị số $\varphi_{tr}$, $\varphi_{ph}$, $Z$, $r_{bx}$ vào (3.79) ta có $M_2$, xác định $M_e$ và $n_e$ từ đường đặc tính động lực học xe tải từ đó tính được $\omega_2$ theo công thức (3.62).

*3.5.3.3. Xác định độ trượt của các bánh xe chủ động*

Ta có các phương trình trong bộ vi sai ma sát cao

$$M_5 = \varphi_{ph}.Z.r_{bx} \tag{3.80}$$

$$M_4 = \varphi_{ph}.Z.r_{bx} + K_\delta(\varphi_{tr} - \varphi_{ph}).Z.r_{bx} \tag{3.81}$$

$$M_2 = P_\varphi.r_{bx} = [2\varphi_{ph} + K_\delta(\varphi_{tr} - \varphi_{ph})].Z.r_{bx} \tag{3.82}$$

$$M_{ms} = M_4 - M_5 = K_\delta(\varphi_{tr} - \varphi_{ph}).Z.r_{bx} \tag{3.83}$$

Khi có sự trượt của một bánh xe thiếu bám, ta có công thức sau:

$$M_4\omega_4 = M_5\omega_5$$

Thay trị số mô men của hai bán trục từ công thức (3.80), (3.81) ở trên vào ta có:

$$[\varphi_{ph} + K_\delta(\varphi_{tr} - \varphi_{ph})].Z.r_{bx}.\omega_4 = \varphi_{ph}.Z.r_{bx}.\omega_5 \tag{3.84}$$

Thay $\omega_5 = 2\omega_2 - \omega_4$ vào (3.84) ta có:

$$[\varphi_{ph} + K_\delta(\varphi_{tr} - \varphi_{ph})].\omega_4 = \varphi_{ph}.(2\omega_2 - \omega_4)$$

$$= (\varphi_{ph} + K_\delta(\varphi_{tr} - \varphi_{ph}) + \varphi_{ph}).\omega_4 = \varphi_{ph}.2\omega_2$$

$$\Rightarrow \omega_4 = \frac{2\varphi_{ph}}{2\varphi_{ph} + K_\delta(\varphi_{tr} - \varphi_{ph})}.\omega_2 \tag{3.85}$$

Từ đó ta có:

$$\Rightarrow \omega_5 = 2.\left(1 - \frac{\varphi_{ph}}{2\varphi_{ph} + K_\delta(\varphi_{tr} - \varphi_{ph})}\right).\omega_2 \tag{3.86}$$

Độ trượt của ô tô khi chuyển động thẳng, ta có:

$$\delta = \frac{V_{lt} - V_{tt}}{V_{lt}} \tag{3.87}$$

Trong đó:

$$V_{lt} = \omega_2.r_{bx} \quad (3.88)$$

$$V_{tt} = \omega_5.r_{bx} = \frac{2\varphi_{ph}}{2\varphi_{ph} + K_\delta(\varphi_{tr} - \varphi_{ph})}.\omega_2.r_{bx} \quad (3.89)$$

Thế (3.88), (3.89) vào (3.87).

$$\delta = \frac{V_{lt} - V_{tt}}{V_{lt}} = \frac{K_\delta(\varphi_{tr} - \varphi_{ph})}{2\varphi_{ph} + K_\delta(\varphi_{tr} - \varphi_{ph})} \quad (3.90)$$

### *3.5.4. Phương án khảo sát và chương trình tính toán*

*3.5.4.1. Phương án khảo sát*

Trong luận án tiến hành khảo sát tính toán hiệu suất kéo tổng quát $\eta_k$ của xe tải nhỏ LF 3070G1 có mô men ma sát trong vi sai nhỏ ($K_\delta$ nhỏ) và mô men ma sát trong vi sai lớn ($K_\delta$ lớn). Từ đó đánh giá ảnh hưởng của cơ cấu vi sai khi có mô men ma sát trong thấp và cao đến khả năng kéo bám khi xe hoạt động trên đường Nông - lâm nghiệp có hệ số bám 2 bên bánh xe khác nhau và một bên bánh xe có hệ số bám thấp.

Trong quá trình khảo sát có nhiều phương án khác nhau tùy thuộc vào các điều kiện đầu và các thông số đầu vào. Các điều kiện này được chia ra làm các nhóm:

- Các thông số của xe tải nhỏ LF3070G1: Trọng lượng xe, tải trọng phân bố ra cầu chủ động, bán kính bánh xe, hiệu suất của hệ thống truyền lực, đường đặc tính động cơ của xe…

- Các thông số biến đổi do mặt đường: hệ số bám của bánh xe chủ động bên trái và phải $\varphi_{tr}$, $\varphi_{ph}$.

- Các thông số đầu vào: Tỷ số truyền các tay số của hộp số, hệ số khóa vi sai $K_\delta$…

Các thông số động lực học cần lấy ra để làm cơ sở khảo sát đánh giá quá trình làm việc của cơ cấu vi sai:

- Mô men và lực kéo sinh ra ở hai bán trục: $M_4$, $M_5$, $P_{k1}$, $P_{k2}$.

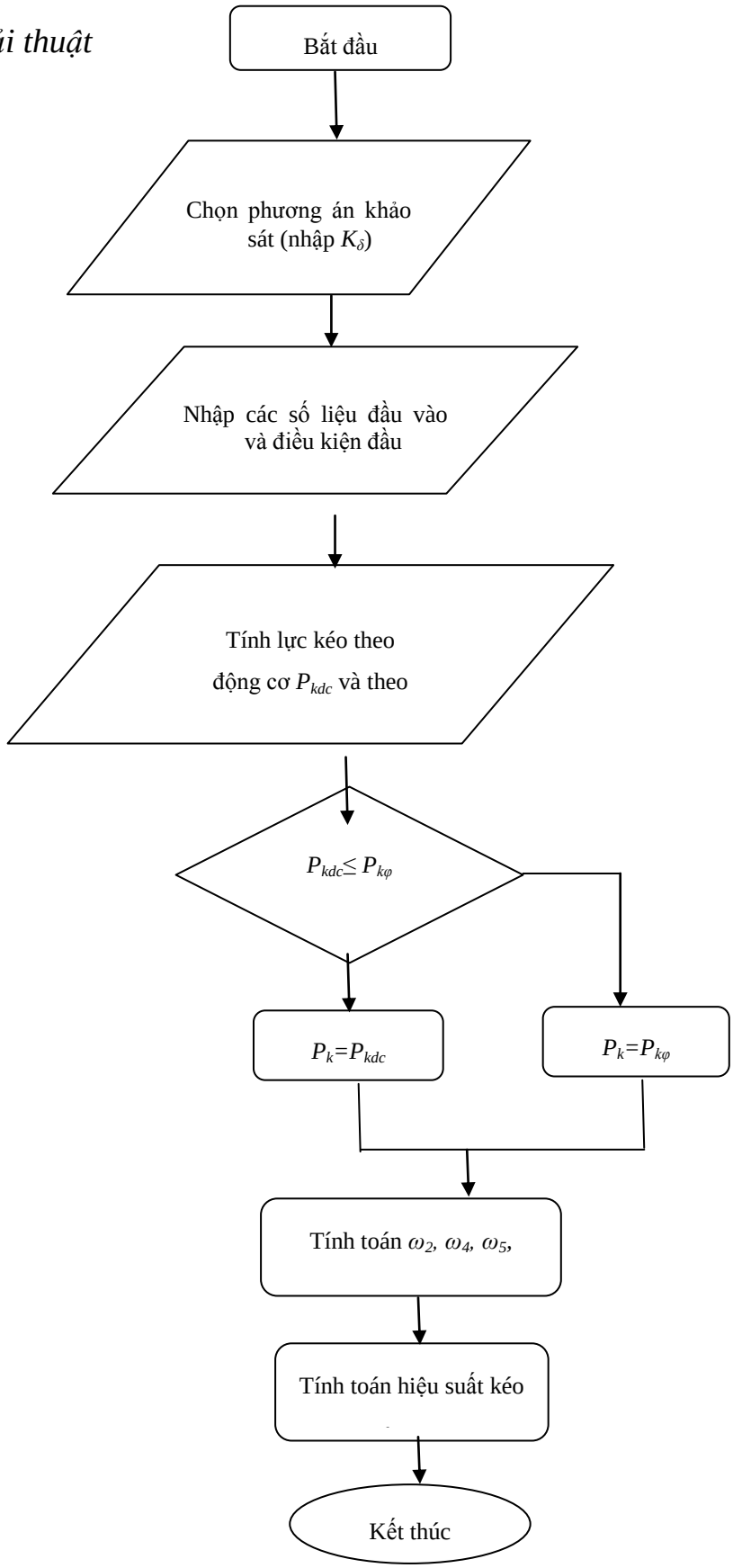
- Vận tốc góc của hai bán trục và vỏ vi sai: $\omega_4$, $\omega_5$, $\omega_2$.

- Mô men và lực chủ động của xe: $M_2$, $P_k$.

- Độ trượt quay của các bánh xe chủ động $\delta$.

- Hiệu suất kéo tổng quát của xe $\eta_k$.

*3.5.4.2. Lưu đồ giải thuật*



*Hình 3.7 Sơ đồ giải thuật khảo sát*
*ảnh hưởng Kδ đến tính năng kéo bám*

## 3.6. Kết quả khảo sát

Giả thuyết xe tải nhỏ LF3070G1 có chế độ làm việc $Me_{max}$=*320* N.m, ở tay số 3 ($i_{ht3}$=*2.45*) và có tỷ số truyền của truyền lực chính $i_c$=6.57. Các thông số kỹ thuật của xe tải nhỏ LF3070G1 được cho trong bảng 4.5 (chương 4).

### *3.6.1. Ảnh hưởng vi sai ma sát trong thấp đến tính năng kéo bám*

*3.6.1.1. Hệ số bám của hai bánh xe chủ động bằng nhau*

Khi $K_\delta$=0 (giả sử $\varphi_{tr}$=$\varphi_{ph}$=0.7), lực kéo chủ động được tính theo khả năng của động cơ $P_k$=10571 N; Mô men tại vỏ vi sai $M_2$=4651.2 N.m; Khi đó vận tốc góc của hai bán trục bên trái, bên phải quay bằng nhau và bằng vận tốc góc của vỏ vi sai ($\omega_2$= $\omega_4$= $\omega_5$=13.01 rad/s); Mô men phân bố ra hai bán trục bằng nhau ($M_4$=$M_5$=2325.6 N.m); Độ trượt của các bánh xe chủ động lấy theo lý thuyết $\delta$=0.03 và hiệu suất kéo của xe lúc này là $\eta_k$=90.3%.

*3.6.1.2. Hệ số bám của hai bánh xe chủ động không bằng nhau*

Khi $K_\delta$=0 (giả sử $\varphi_{tr}$=0.7, $\varphi_{ph}$=0.2), lực kéo chủ động được tính theo khả năng bám $P_k$=6000.1 N; Mô men tại vỏ vi sai $M_2$=2640 N.m; Khi đó vận tốc góc của hai bán trục bên trái, bên phải không còn bằng nhau và có giá trị chênh lệch khá lớn ($\omega_4$=9.54 rad/s, $\omega_5$=33.4 rad/s, $\omega_2$=21.47 rad/s), sự khác nhau của vận tốc góc hai bánh xe là do sự khác nhau về hệ số bám giữa hai bánh xe, qua đây ta thấy sự cần thiết của bộ vi sai để nhằm giảm sự chênh lệch vân tốc góc hai bánh; Mô men sinh ra tại hai bán trục trái và phải bằng nhau ($M_4$=$M_5$=1320 N.m); Độ trượt của các bánh xe chủ động tăng mạnh $\delta$=55.56% và hiệu suất kéo của xe giảm đi rõ rệt $\eta_k$=40.13%.

### *3.6.2. Ảnh hưởng vi sai ma sát trong cao đến tính năng kéo bám*

*3.6.2.1. Hệ số bám của hai bánh xe chủ động bằng nhau*

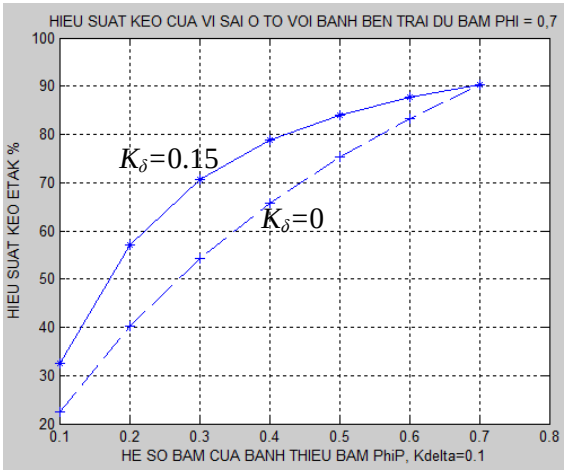
Khi $K_\delta$=0.3; Do bám hai bên bánh xe bằng nhau ($\varphi_{tr}$=$\varphi_{ph}$=0.7) lúc này vi sai không hoạt động chỉ đóng vai trò là cái nem lực, do đó các thông số động lực học trong trường hợp này giống với trường hợp vi sai có ma sát trong thấp; Độ trượt của các bánh xe chủ động $\delta$=0.03 và hiệu suất kéo của xe lúc này là $\eta_k$=90.3%.

*3.6.2.2. Hệ số bám của hai bánh xe chủ động không bằng nhau*

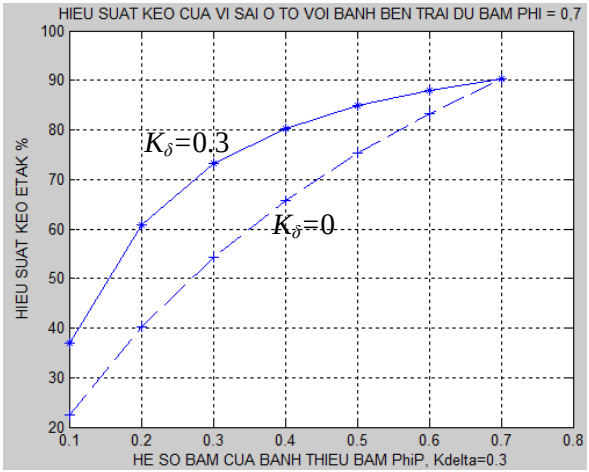
Khi $K_\delta$=0.3 (giả sử $\varphi_{tr}$=0.7, $\varphi_{ph}$=0.2), lực kéo chủ động được tính theo khả năng bám $P_k$=8250 N; Mô men tại vỏ vi sai $M_2$=3630 N.m; Khi đó vận tốc góc của hai bán trục bên trái, bên phải không bằng nhau và có giá trị chênh lệch nhỏ hơn trong trường hợp ma sát trong thấp ($\omega_4$=15.14 rad/s, $\omega_5$=26.49 rad/s, $\omega_2$=20.815 rad/s); Mô men sinh ra tại hai bán trục trái và phải không bằng nhau ($M_4$=2310 N.m, $M_5$=1320); Độ trượt của các bánh xe chủ động giảm còn $\delta$=27.27% và hiệu suất kéo của xe tăng lên rõ rệt $\eta_k$=60.78%.

### *3.6.3. So sánh hiệu suất kéo vi sai ma sát trong thấp và cao*

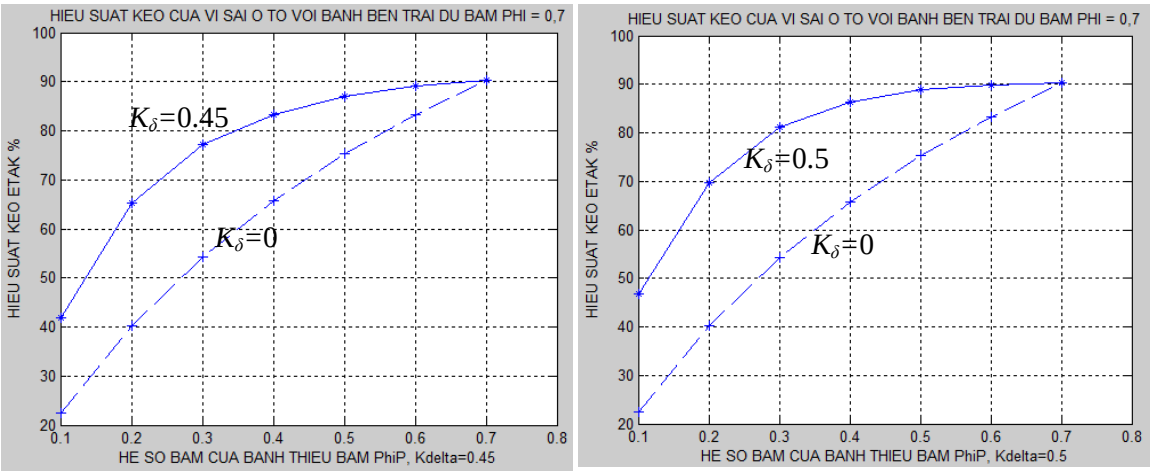
Khi bánh xe bên trái đủ bám có hệ số bám là $\varphi_{tr}$=0.7, bánh xe bên phải có hệ số bám thay đổi nằm trong khoảng $\varphi_{ph}$=[0.1÷0.7]. Ta có hiệu suất kéo tổng quát $\eta_k$ của vi sai khi có ma sát trong thấp và cao tương ứng với các hệ số khóa $K_\delta$ như trên hình 3.8.




*a) Vi sai ma sát trong $K_\delta$=0.15*




*b) Vi sai ma sát trong $K_\delta$=0.3*




*c) Vi sai ma sát trong $K_\delta$=0.45* *d) Vi sai ma sát trong $K_\delta$=0.5*

*Hình 3.8 Hiệu suất kéo tổng quát vi sai có ma sát trong thấp và cao*

Từ kết quả khảo sát, ta thấy rằng khi xe tải nhỏ làm việc trên đường xấu, có hệ số bám thấp và khác nhau giữa hai bánh xe, khi không có ma sát trong cao thì vận tốc góc giữa hai bánh xe sẽ khác nhau nhiều. Khi đó bánh xe bên có hệ số bám thấp sẽ bị trượt quay, dẫn đến tính năng kéo bám giảm, giảm hiệu suất làm việc, ảnh hưởng xấu đến tính ổn định của xe. Khi hệ số bám bên phải tăng lên (đường tốt hơn) thì hiệu suất kéo cũng tăng lên, khi bên trái và bên phải bằng nhau ($\varphi_{tr}$=$\varphi_{ph}$=0.7) thì hiệu suất kéo của vi sai khi có ma sát trong thấp và cao bằng nhau.

Khi có bộ khóa vi sai hoạt động thì những nhược điểm nêu trên được khắc phục đáng kể, độ trượt của bánh xe bên vùng thiếu bám giảm và gần bằng độ trượt chung của ô tô, lực kéo tiếp tuyến tăng lên nhiều dẫn đến đường hiệu suất kéo tổng quát tăng lên $\eta_k$ như hình 3.8.

Khi khảo sát các giá trị của $K_\delta$ ($K_\delta$=0.15,0.3,0.45,0.5), trường hợp $K_\delta$=0.3, mô men phân chia ra các bánh xe chủ động là ổn định nhất, sai lệch vận tốc của các bánh xe bên trái và phải ổn định nhất, hiệu suất kéo tổng quát $\eta_k$ tăng lên

14%. Điều này lý giải vì sao ô tô ngày nay thường sử dụng bộ vi sai tăng nội ma sát với giá trị khóa vi sai gần với giá trị $K_\delta$=0.3 đến 0,4.

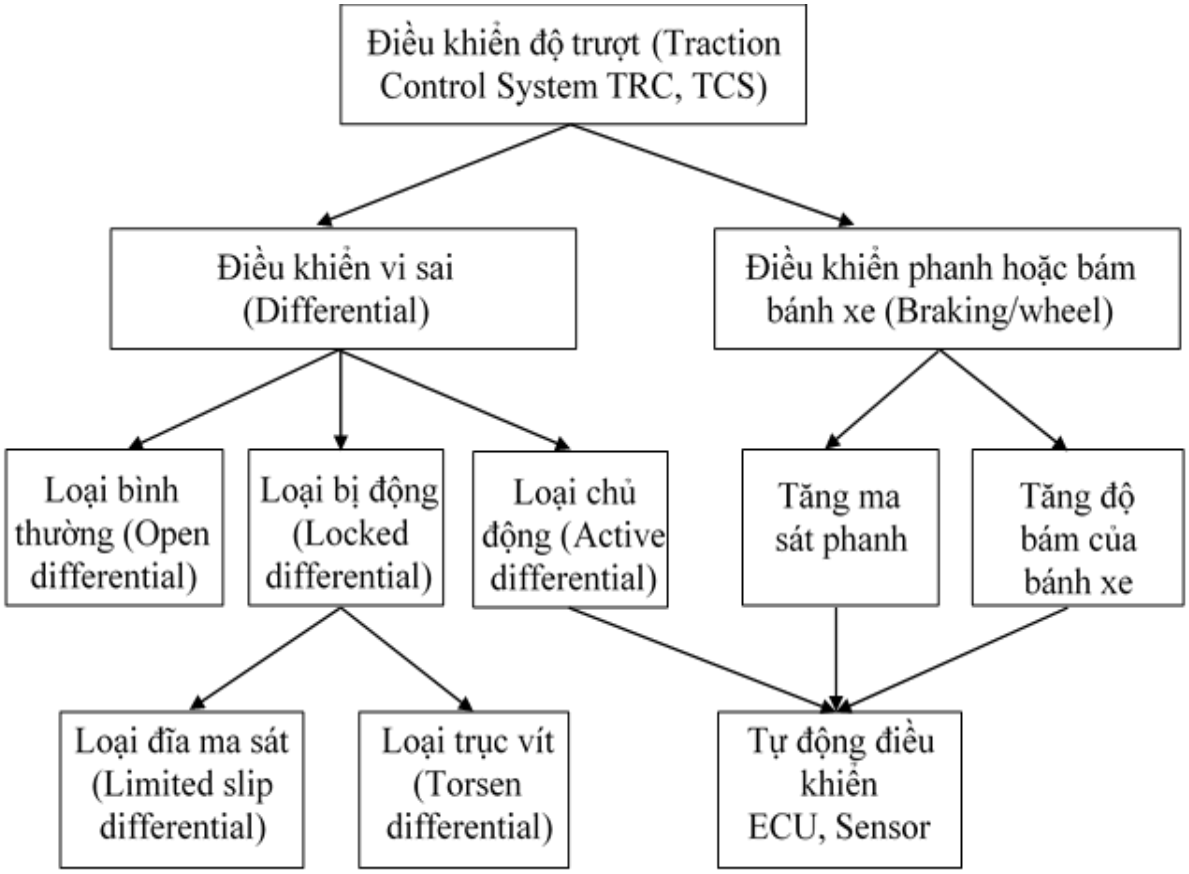
Tăng $K_\delta$ >0.3, mặc dù hiệu suất kéo có tăng lên nhưng mô men phân ra các bánh xe chủ động biến động nhiều, xe mất ổn định khi làm việc.

## 3.7. Giải pháp nâng cao chất lượng động lực học vi sai

### *3.7.1. Các dạng điều khiển tự động vi sai*

Yêu cầu về độ an toàn cũng như sự thuận tiện khi điều khiển ô tô ngày càng cao khi khả năng ổn định của ô tô ngày càng giảm do vận tốc xe ngày càng tăng. Ô tô ngày nay được áp dụng các hệ thống tích cực tăng khả năng chống trượt khi xe hoạt động: TRC, TCS, ESP, ABS nhằm giảm độ mòn không đều của lốp, tăng tính ổn định hướng chuyển động thẳng hoặc do tác dụng của gió, ổn định khi quay vòng, khi phanh, khi tăng tốc do có sự phân bố lại tải trọng ra các bánh xe bằng cách phân chia mô men hợp lý. Một trong những ứng dụng cơ bản là điều khiển vi sai trên ô tô. Các dạng điều khiển độ trượt bánh xe phổ biến hiện nay được trình bày trên hình 3.9.

Khi đã có trượt trên bánh xe chủ động (Passive), sử dụng cơ cấu điều khiển vi sai nhằm bù lại sự trượt đó, trường hợp này là điều khiển bị động (Locked differential). Cơ cấu điều khiển vi sai này có hai loại thông dụng: Loại đĩa ma sát (Limited slip differential) và loại trục vít (Torsen differential). Hai loại này thường được sử dụng trên một số xe vận tải cở lớn và trên các máy kéo nông nghiệp có vận tốc chuyển động thấp. Loại vi sai đĩa ma sát có ma sát trong cao được hãng Armerican Thornton Axle chế tạo nhằm hạn chế sự trượt của vi sai, người ta thiết kế các đĩa ma sát giống như một ly hợp, đĩa bị động liên kết với bánh răng vi sai và đĩa chủ động liên kết với vỏ vi sai. Loại vi sai trục vít có các răng ăn khớp theo đường xoắn ốc của trục vít. Vi sai trục vít có hiệu suất thuận cao hơn.




*Hình 3.9 Sơ đồ các dạng điều khiển độ trượt bánh xe*

Ngày nay loại điều khiển chủ động vi sai (Active differential) được sử dụng nhờ ứng dụng mạnh mẽ sự phát triển của cơ điện tử và tự động hóa. Các tín hiệu được thu nhận từ các sensor tại các bánh xe truyền về bộ điều khiển trung tâm ECU phân tích xử lý và điều khiển cơ cấu chấp hành cũng tại các bánh xe. Khi một bánh xe bắt đầu trượt quay thay đổi lực kéo, sensor tốc độ sẽ nhanh chóng xác định gia tốc bánh xe và thông báo cho bộ xử lý ECU, máy tính sẽ xử lý thông tin này và tính toán rằng một trị số độ trượt để điều khiển van điện từ đóng mở để dầu sẽ được bơm từ bơm cung cấp dầu cho piston tác động vào đĩa ép để ép các đĩa ma sát với nhau, phanh một phần hay hoàn toàn bánh răng hành tinh với vỏ vi sai để thực hiện chức năng khoá vi sai và khi đó vỏ vi sai có khả năng cấp một mô men cho bánh xe kia cho đến khi lực kéo được bù lại.

Cơ cấu điều khiển phanh hoặc bám bánh xe (Braking/wheel) cũng thuộc loại điều khiển chủ động. Khi một bánh xe nhận được mô men chủ động lớn hơn mô men bám thì nó có xu hướng quay trơn và bánh răng hành tinh tương ứng không có khả năng truyền mô men cho bánh răng đối diện, mô men truyền của bánh xe có hệ số bám cao cũng chỉ bằng giá trị của mô men bánh xe trượt. Để khắc phục trạng thái lực kéo bị giảm khi hệ số bám thấp gây cho bánh xe chạy chậm do sự trượt ta phanh bánh xe để tạo ra mô men dương trong vi sai để truyền một nửa mô men ra vỏ vi sai.

Để có thể điều khiển lực kéo, bộ điều khiển điện tử ECU, tiếp nhận tín hiệu từ sensor vận tốc các bánh xe và biết bánh xe nào có xu thế trượt quay do giảm lực bám, nhờ sự thay đổi dòng điện trong cảm biến tốc độ được ECU tính toán và gửi đến van điều khiển lực kéo để điều khiển phanh bánh xe, cho đến khi bánh xe bị phanh có tốc độ hợp lý.

### *3.7.2. Khóa vi sai tự động kiểu cơ học*

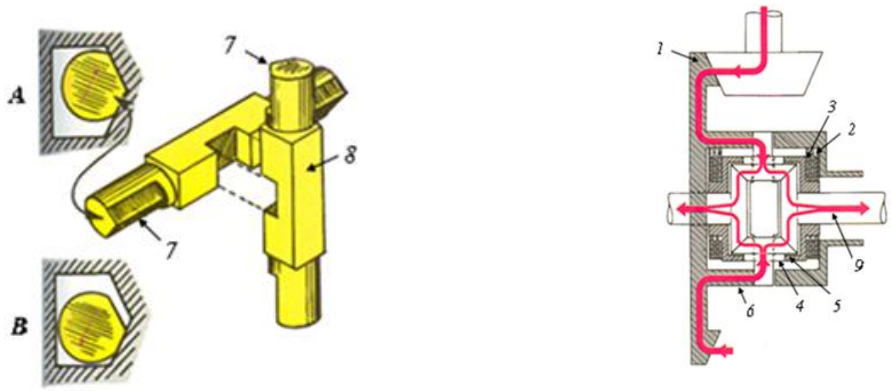
Kết cấu của hộp vi sai tự khoá về cơ bản giống như hộp vi sai đơn giản có khớp ma sát kép, chỉ khác là trong thân hộp vi sai không đặt lò xo ép trước. Trục của các bánh răng hành tinh 8 chế tạo riêng và lắp với nhau nhờ rãnh cắt chữ U ở giữa, đầu của các trục 8 được cắt vát tạo thành hình chữ V, hai trục hành tinh lắp với nhau tạo thành một khớp có dạng trạc chữ thập hình 3.10 a, nhưng không nối cứng với nhau. Khi lắp các đầu cắt vát 7 của mỗi trục được đặt ngược nhau vào các ổ hình chữ V trên vỏ 6, các ổ đặt có mặt vát này cũng làm ngược nhau tương ứng.

Bên trong thân hộp vi sai có lắp các đĩa ma sát, các đĩa chủ động 2 răng ngoài, liên kết với thân vi sai còn các đĩa bị động 3 răng trong, liên kết với bán trục, số lượng các đĩa chủ động và bị động có từ 3-4 cặp và có kết cấu giống

nhau ở cả hai bên bán trục, khi lắp người ta lắp xen kẽ nhau. Lồng bên trong của các trục bánh răng vệ tinh có hai cốc ép 4.

Khi xe chạy thẳng, hộp vi sai quay kéo theo hai trục bánh răng hành tinh quay theo, Nếu lực cản chuyển động của hai bán trục tác động lên hai cặp bánh răng hành tinh bằng nhau, các bánh răng hành tinh không quay quanh trục của chúng, lúc này phản lực của lực quay truyền trên các bánh răng bán trục của hộp vi sai, đẩy hai trục hành tinh trượt trên hai mặt vát của vỏ vi sai hình 3.10 B, khi trượt trên mặt vát hai trạc chữ thập tách xa nhau ra, mỗi đầu trục của trạc tỳ vào cốc ép của mình, ép các đĩa ma sát chặt với nhau, và cả cơ cấu hành tinh liên kết thành một khối. Mô men truyền đến hai bán trục bằng nhau và bằng $M_2/2$.

Nếu vì lý do nào đó, một bánh  xe bị trượt (hoặc khi quay vòng), giả sử bánh bên trái bị trượt do thiếu bám, lực cản quy dẫn về bán trục trái giảm, $\omega_4 > \omega_5$ khi đó các bánh răng hành tinh bắt đầu quay quanh trục của mình, bánh răng hành tinh kéo cho bánh răng bán trục trái quay nhanh và làm cho bánh răng bán trục phải quay chậm hơn thân vi sai, lực cản tác động lên một phía của hai cặp bánh răng hành tinh khác nhau,  trục của các bánh răng hành tinh có mặt vát bên phía bánh răng bán trục trái tụt xuống  rãnh chữ V trên thân hộp vi sai hình 3.10 A, làm cho đĩa ép 4 phía bên bán trục trái tách các đĩa ma sát ra khỏi nhau, mô men truyền đến bán trục trái giảm đi, trong khi đó trục của bánh răng hành tinh bên bán trục phải vẫn nằm ở trên mặt vát của vỏ, các đĩa ma sát bên bán trục phải (bên tốc độ thấp) vẫn ép vào nhau, vì vậy mô men truyền đến bán trục phải vẫn không thay đổi. Như vậy cứ khi ôtô máy kéo chạy thẳng, hoặc khi hai bán trục có lực cản kéo bằng nhau, hộp vi sai bị khóa lại. Còn khi máy kéo vào vòng, vi sai tự động ly khai giúp cho việc điều khiển và chuyển động vào vòng của ô tô máy kéo được dễ dàng.




*a) Chạc chữ thập* *b) Đường truyền mô men*

*A, B- Đầu trục vát tụt xuống đáy và trượt lên mặt vát ổ đặt. 1- Truyền lực chính; 2- Đĩa ma sát răng ngoài; 3- Đĩa ma sát răng trong; 4- Cốc ép; 5- Đĩa ép; 6- Thân vi sai; 7- Đầu cắt vát của trục hành tinh; 8- Trục hành tinh; 9- Đường truyền mô men*

*Hình 3.10 Cấu tạo hộp vi sai tự động khóa cơ khí*

Bộ vi sai này được sử dụng khá phổ biến trên các xe ô tô hãng Chrysler, trên cầu trước máy kéo MTZ 52, MTZ 82 v.v…

Kết cấu bộ khóa vi sai kiểu cơ học tự động trên đây khá đơn giản về cấu tạo, và tương đối rẻ và dễ dàng chế tạo, có thể được sử dụng để cải tiến hộp vi sai bánh răng nón đối xứng đối với các dòng xe tải nhỏ hiệu LF3070G1 để sử dụng vận chuyển gỗ trên đường lâm nghiệp, khi đó sẽ có khả năng làm tăng tính năng động lực học của ô tô khi thiếu bám, đồng thời nó tự động giảm hệ số khóa vi sai khi quay vòng, nhờ đó làm cho việc lái xe thuận tiện hơn trong điều kiện đường xấu, đường dốc và nhiều góc cua vòng.

## Kết luận chương 3

Thiết lập mô hình tính hiệu suất truyền lực vi sai thông qua các tổn hao do mô men ma sát trong của cơ cấu vi sai và mô hình tính toán hiệu suất vi sai khi đã thay đổi kết cấu. Lập trình bằng ngôn ngữ Matlab để tính toán hiệu suất vi sai trong hai trường hợp trên với các thông số đầu vào là kết quả của khảo sát ảnh hưởng của tải trọng, hệ số cản mặt đường và các mô men ma sát trong vi sai thông qua phương trình động lực học vi sai đã xác định được tỉ số $\Delta\omega/\dot{\varphi}_2$ để tính toán hiệu suất vi sai.

Kết quả khảo sát, trong trường hợp sử dụng bộ vi sai nguyên bản, hiệu suất đạt giá trị cao nhất $\eta_{vs}=0.9895$, $\eta_{vs}=0.9852$, $\eta_{vs}=0.9780$ tương ứng với 0% tải, 50% tải và 100% tải.

Khảo sát mô hình tính toán hiệu suất vi sai thông qua mô men ma sát $M_{ms}$ trong bộ vi sai có thay đổi kết cấu, kết quả:

- Trường hợp xe không chịu tải, khi hệ số ma sát $\mu$=0.1 thì hiệu suất bộ vi sai nguyên bản là $\eta_{vs}=0.9233$, hiệu suất bộ vi sai thay đổi kết cấu là $\eta_{vs}^{k}=0.9720$.

- Trường hợp xe chịu 50% tải, khi hệ số ma sát μ=0.1 thì hiệu suất bộ vi sai nguyên bản là $\eta_{vs}=0.8983$, hiệu suất bộ vi sai thay đổi kết cấu là $\eta_{vs}^{k}=0.9636$.

- Trường hợp xe chịu 100% tải, khi hệ số ma sát μ=0.1 thì hiệu suất bộ vi sai nguyên bản là $\eta_{vs}=0.8554$, hiệu suất bộ vi sai thay đổi kết cấu là $\eta_{vs}^{k}=0.9508$.

Như vậy khi sử dụng bộ vi sai thay đổi kết cấu so với bộ vi sai nguyên bản thì hiệu suất truyền lực vi sai tăng lên cao nhất là 11%.

Lập thuật toán và lập trình Matlab để khảo sát ảnh hưởng của hệ số khóa vi sai $K_\delta$ đến tính năng kéo bám của xe tải nhỏ LF 3070G1 khi xe làm việc trên đường xấu, có hệ số bám thấp và khác nhau trên hai bánh xe. Theo kết quả khảo sát, trường hợp $K_\delta$=0.3 thì mô men phân chia ra các bánh xe chủ động là ổn định

nhất, sự sai lệch vận tốc của các bánh xe bên trái và phải cũng ổn định nhất, hiệu suất kéo tổng quát $\eta_k$ tăng lên 14%. Khi $K_\delta$ >0.3, mặc dù hiệu suất kéo có tăng lên nhưng mô men phân ra các bánh xe chủ động biến động nhiều. Mặt khác hệ số khóa $K_\delta$ lớn sẽ ảnh hưởng đến tính năng quay vòng, mau mòn lốp, khó đánh lái, tăng tải trọng cho các chi tiết trong hệ thống truyền lực và hệ thống di động. Do đó trong thực tế với các xe cần khả năng cơ động cao, như ô tô quân sự, ô tô đi đường rừng, đường đất, thường thiết kế hộp vi sai có hệ số tự khóa $K_\delta \leq 0.5$.

Thông qua khảo sát ảnh hưởng của hệ số khóa vi sai $K_\delta$ đến chất lượng động lực học cơ cấu vi sai, luận án đề xuất các giải pháp về điều khiển tự động, kết cấu của cơ cấu vi sai thông qua hệ số khóa vi sai $K_\delta$ phù hợp khi xe hoạt động trên đường nông lâm nghiệp.

# Chương 4
# NGHIÊN CỨU THỰC NGHIỆM

## 4.1. Mục đích thí nghiệm

Thí nghiệm đo mô men tại các vị trí trục các đăng, hai bán trục trái và phải trên xe tải nhỏ hoạt động trên đường nông lâm nghiệp, nhằm so sánh với kết quả phân bố mô men trên hai bán trục đo trên xe với mô men phân bố trên hai bán trục của mô hình lý thuyết động lực học vi sai có xét đến ma sát trong các bộ phận cơ cấu vi sai.

Mục đích của nghiên cứu thực nghiệm nhằm đo thông số động lực học (mô men) trong vi sai cầu sau xe tải nhỏ.

## 4.2. Đối tượng thí nghiệm

Đối tượng thí nghiệm là cụm cầu sau xe ô tô tải nhẹ 3 tấn LF 3070G1 được sản xuất và lắp ráp tại Việt Nam, hình 4.1.

*Hình 4.1 Đối tượng thí nghiệm cầu sau xe tải LF 3070G1*

Cầu sau chủ động, hình 4.1 được lắp trên bệ thử, trong cầu sau gồm cụm truyền lực chính là cặp bánh răng hypoid có độ lệch hypoid $E$ = 38 mm, bánh răng vành chậu (bánh răng bị động) có số răng 41, bánh răng quả dứa (bánh răng chủ động) số răng 6. Các bánh răng cụm vi sai gồm 4 bánh răng hành tinh và 2 bánh răng bán trục là bánh răng côn răng thẳng.

Trên các lưng của bánh răng vi sai có các đệm lưng căn chỉnh. Hai bán trục phải và trái có kích thước chiều dài và đường kính như nhau được lắp với bánh răng bán trục bằng then hoa tam giác.

### 4.3. Thông số đo

Từ phương trình động lực học vi sai ô tô tải đã được thiết lập có xét đến ma sát trong bộ vi sai:

$$\begin{cases} M_1 \dfrac{a_1}{2} - M_{Ctr} \pm 2M_3^{ms} a_2 \pm M_4^{ms} = (\dfrac{I_1 a_1^2}{4} + \dfrac{I_2}{4} + I_4 + 2I_3 a_2^2)\ddot{\varphi}_4 + (\dfrac{I_1 a_1^2}{4} + \dfrac{I_2}{4} - 2I_3 a_2^2)\ddot{\varphi}_5 \\ M_1 \dfrac{a_1}{2} - M_{Cph} \pm 2M_3^{ms} a_2 \pm M_5^{ms} = (\dfrac{I_1 a_1^2}{4} + \dfrac{I_2}{4} - 2I_3 a_2^2)\ddot{\varphi}_4 + (\dfrac{I_1 a_1^2}{4} + \dfrac{I_2}{4} + I_4 + 2I_3 a_2^2)\ddot{\varphi}_5 \end{cases} \quad (4.1)$$

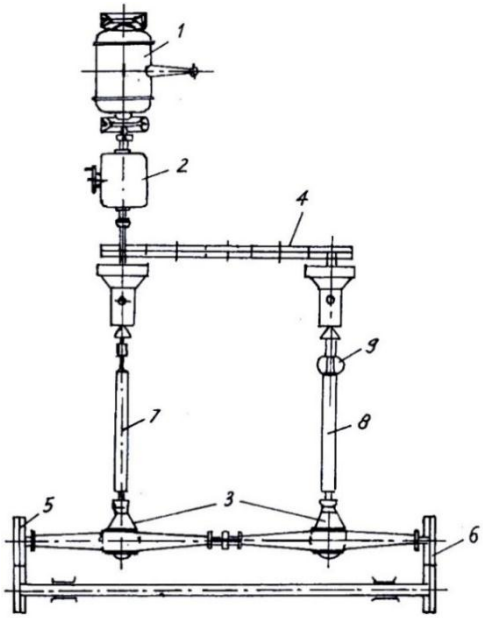
Hệ phương trình (4.1) là hệ phương trình vi phân mô tả động lực học hệ vi sai khi có xét đến ma sát trong các bộ phận của cơ cấu vi sai. Từ hệ phương trình này ta khảo sát sự phân bố mô men ra hai bán trục thông qua truyền lực chính và cơ cấu vi sai.

Thông số đo trong thí nghiệm gồm: Mô men đầu vào $M_1$ trên trục các đăng và mô men phân bố trên bán trục trái và phải $M_4$, $M_5$, so sánh với kết quả của tính toán lý thuyết từ đó xác định tính chính xác của phương pháp nghiên cứu.

### 4.4. Các thiết bị và dụng cụ thí nghiệm

#### *4.4.1. Bệ thử cầu sau thí nghiệm*

Bệ thử thực hiện các thí nghiệm cho cụm cầu sau ô tô , như hình 4.2 gồm có động cơ điện 1, hộp số thay đổi tốc độ 2, hai cầu sau số 3, các hộp truyền động loại bánh răng 4, 6; trục các đăng 7 và 8. Trên trục các đăng 8 có đặt bộ gây tải 9. Bộ gây tải 9 sẽ sinh ra những mô men xoắn khác nhau trong dòng kín. Hộp truyền động 4 đảm bảo cho các trục các đăng 7 và 8 có tốc độ góc như nhau và các hộp truyền động 5, 6 đảm bảo cho các bán trục ở hai cầu có tốc độ góc như nhau.

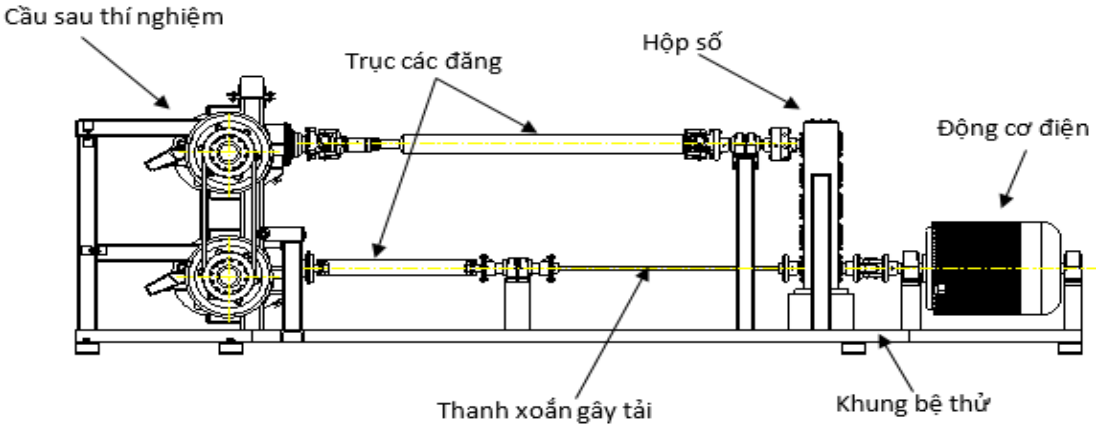



*Hình 4.2 Sơ đồ bệ thử cầu sau kiểu dòng công suất kín*

Thí nghiệm được sử dụng bệ thử cầu sau là sản phẩm của đề tài NCKH trọng điểm cấp Nhà nước KC.05.22/06-10 thuộc Tổng công ty Máy động lực và Máy nông nghiệp Việt Nam, bệ thử đặt tại công ty cơ khí Cổ Loa, Đông Anh, Hà Nội. Hình ảnh bệ thử được trình bày trên hình 4.3.

*Hình 4.3 Hình ảnh bệ thử cầu sau sử dụng trong thí nghiệm*

Sơ đồ thiết kế của bệ thử cầu sau được mô tả như trên hình 4.4.




*Hình 4.4 Sơ đồ thiết kế bệ thử cầu sau sử dụng trong thí nghiệm*

Các cảm biến lắp trên bệ thử gồm cảm biến đo lực, cảm biến đo số vòng quay và bộ phận điều khiển bệ thử, phần mềm thu nhận tín hiệu đo và xử lý kết quả được trình bày trên hình 4.5.

(a) Hộp điều khiển điện tử

(b) Giao diện phần mềm

(c) Cảm biến đo lực

(d) Cảm bến đo tốc độ quay

*Hình 4.5 Các cảm biến tiêu chuẩn lắp trên bệ thử*

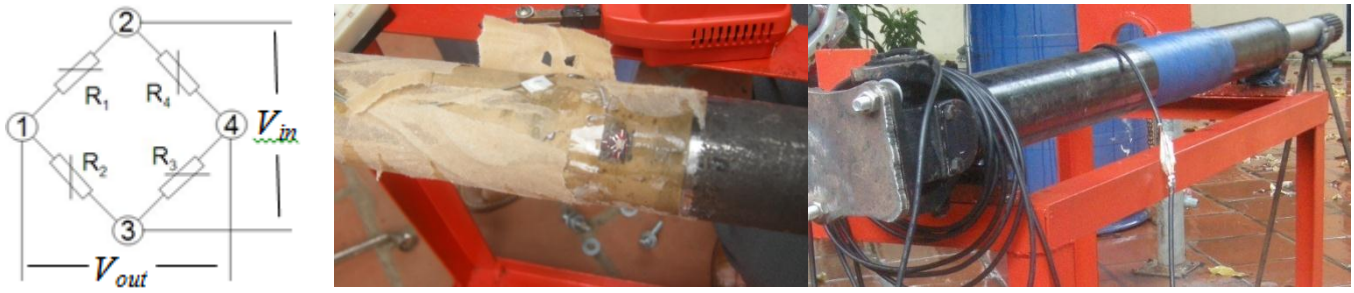
*4.4.2. Tenzo*

Sử dụng Tenzo biến dạng loại FCA-3-11 (hình 4.6) do công ty Tokyo Sokki Kenkyjo của Nhật Bản sản xuất có các thông số cơ bản: chiều dài 3 mm,

điện trở:120±0.5 Ω. Trên trục cần đo mô men xoắn, dán trực tiếp các tenzo lên bề mặt được làm sạch và đánh bóng bằng keo dán chuyên dụng, nối dây các cảm biến thành cầu đo rồi đưa dây ra ngoài. Tiến hành dán tenzo lên 3 trục: trục vào (các đăng), trục ra (bán trục phải và trái), hình 4.6.

*Hình 4.6 Tenzo biến dạng sử dụng trong nghiên cứu thực nghiệm*

Cầu Wheatstone (bao gồm 4 điện trở: R1, R2, R3 và R4) sử dụng làm mạch đo cho điện trở tenzo. Hai đầu của cầu được nối với nguồn nuôi, hai đầu còn lại được nối với thiết bị đo, hình 4.7.




*Hình 4.7 Mạch cầu Wheatstone và dán tenzo lên trục*

Với các tenzo làm từ vật liệu kim loại, điện áp đo $V_{out}$ gần như tỷ lệ thuận với biến dạng của trục, biến dạng này lại tỷ lệ thuận với mô men xoắn trên trục $M_t$, nên thiết bị đo có thể coi là tuyến tính theo (4.3).

$$V_{out} \approx k.M_t \qquad (4.2)$$

Trong đó $k$ là hệ số tỷ lệ, $M_t$ là mô men xoắn trên trục.

*4.4.3. Bộ thu dòng thủy ngân*

Để có thể nhận tín hiệu đo từ trục đang quay sang máy đo đặt cố định ta có các giải pháp: sử dụng bộ thu phát tín hiệu không dây, hoặc bộ thu dòng tiếp điểm thủy ngân.

Tại mỗi vị trí đo cần một bộ thu phát tín hiệu không dây (hoặc bộ thu dòng tiếp điểm thủy ngân), ba vị trí đo cần ba bộ. Luận án sử dụng ba bộ thu dòng tiếp điểm thủy ngân do CHLB Nga sản xuất [59], hình 4.8, thuộc Trung tâm Giám định Máy và Thiết bị - Viện Cơ điện Nông nghiệp sau Thu hoạch quản lý.

Bộ thu dòng thủy ngân được vệ sinh làm sạch và quét lên bề mặt rotor dung dịch $HgNO_3$ nhằm tăng khả năng dẫn điện với stator như hình 4.8.

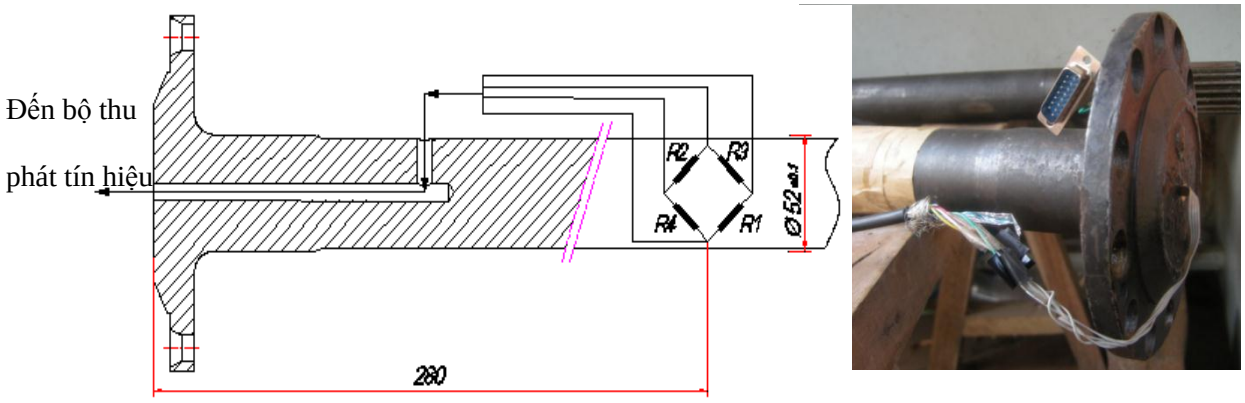
Do đường kính các trục đo mô men khác nhau nên lắp 01 bộ loại ТРАП-70 trên trục các đăng và 02 bộ loại ТРАП-50 trên đồ gá của hai bán trục phải và trái. Nguyên lý làm việc của thiết bị: rotor lắp cố định và quay cùng trục cần đo mô men xoắn, stator lắp tự lựa trên đồ gá được ghép trên mặt bích của các bán trục và trục các đăng; Thủy ngân (Hg) lỏng được bơm vào khe hở giữa rotor và stator. Thủy ngân là kim loại dạng lỏng linh hoạt đóng vai trò là tiếp điểm nối tiếp giữa các cổ góp của rotor và stator sẽ truyền dẫn tín hiệu dạng điện áp ($V_{out}$) đo được tới bộ khuếch đại trong máy DMC Plus.

*Hình 4.8 Bộ thu dòng tiếp điểm thủy ngân và công tác chuẩn bị của NCS*

Sử dụng bộ thu dòng tiếp điểm thủy ngân đo trực tiếp cho kết quả chính xác. Nhược điểm của bộ thu dòng tiếp điểm thủy ngân là hóa chất độc hại dễ ảnh hưởng đến sức khỏe kỹ thuật viên.

Trên hai bán trục, các tenzo được dán trên bề mặt trục tại vị trí 280mm từ đầu mặt bích. Tại đầu các bán trục khoan lỗ trên thân trục để đưa dây dẫn từ trong ra ngoài như sơ đồ hình 4.9. Tại hai mặt bích lắp moay ơ được thiết kế đồ

gá lắp với bộ thu dòng tiếp điểm thủy ngân hoặc bộ thu phát tín hiệu không dây. Bộ đồ gá phải đủ độ bền và độ cứng vững đảm bảo an toàn cho xe và cho thiết bị trong quá trình xe vận hành ở các chế độ vận tốc và tải trọng thí nghiệm.



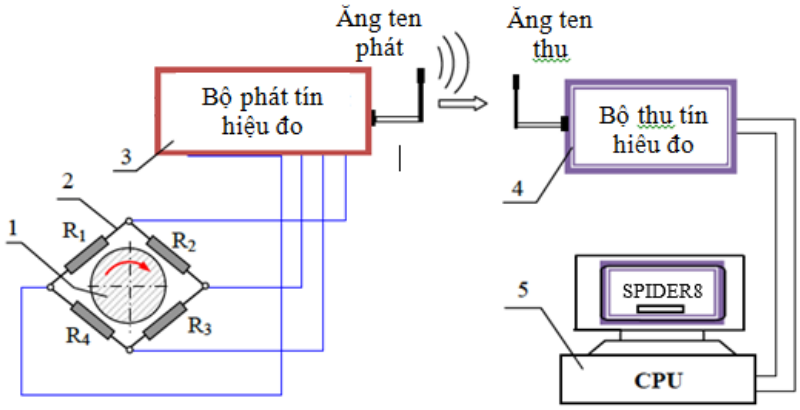

*Hình 4.9 Phương án khoan lỗ trong thân bán trục để lấy tín hiệu tenzo*

### *4.4.4. Bộ thu phát tín hiệu không dây*

Để có thể nhận tín hiệu đo từ trục đang quay sang máy đo đặt cố định ta có thêm phương án là sử dụng bộ thu phát tín hiệu không dây. Ở thí nghiệm trên bệ thử ta sử dụng ba bộ thu dòng tiếp điểm thủy ngân. Khi thí nghiệm trên bệ thử với điều kiện hoạt động tương đối êm ái, thì bộ thu dòng thủy ngân vẫn hoạt động tốt, nhưng khi thí nghiệm trên xe chạy trên đường lâm nghiệp với điều kiện rung lắc mạnh thì bộ thu dòng thủy ngân không đảm bảo hoạt động tốt, do đó để có thể nhận tín hiệu đo từ trục đang quay sang máy đo đặt cố định ta phải sử dụng bộ thu phát tín hiệu không dây, hình 4.10.

*Hình 4.10 Bộ thu phát tín hiệu không dây*

Khi dùng bộ thu phát tín hiệu không dây để đo, sơ đồ mạch lắp ráp thí nghiệm theo hình 4.11.




*Hình 4.11 Sơ đồ lắp ráp các thiết bị đo khi sử dụng bộ thu phát tín hiệu không dây*

1. Trục các đăng; 2. Cầu tenzo ứng suất; 3. Bộ phát tín hiệu đo; 4. Bộ thu tín hiệu đo; 5. Bộ khuếch đại tín hiệu đo và máy tính

### *4.4.5. Máy đo DMC plus và Spider8*

Theo [38] máy đo DMC plus và Spider8 có chức năng tương tự nhau là thiết bị thu, khuếch đại và chuyển đổi A/D (Analog/Digital) các thông tin đo lường nối ghép máy tính, được điều khiển bằng phần mềm DMC Labplus phiên bản P12a (hoặc phần mềm Catman) của hãng HBM, CHLB Đức. Điện áp đo từ đường chéo đo của cầu tenzo được khuếch đại rồi từ dạng tương tự chuyển đổi sang dạng số, đến máy tính. Kết quả đo được hiển thị trên màn hình máy tính và được lưu dưới dạng file mã ASCII. hình 4.12.

*Hình 4.12 Máy đo DMC plus và Spider8*

Máy đo DMC plus và Spider8 có nhiều modul được chế tạo theo các kênh với nhiều kiểu khuếch đại, nhiều dải tần khác nhau và có thể đo được nhiều đại lượng khác nhau, như nhiệt độ, điện thế, điện trở, nguồn áp DC, mô men, tốc độ, công suất…

Phần mềm DMCLab plus và catman để điều khiển đo lường và xử lý số liệu đo mô men trên các trục quay.

**4.5. Sai số thí nghiệm xử lý số liệu thí nghiệm**

Theo tài liệu [21], trong quá trình thí nghiệm tiến hành đo, ghi các thông số ở các thời điểm khác nhau nên các kết quả đo có sự sai lệch. Những sai khác này là các sai số của kết quả đo.

Nguồn gốc phát sinh của sai số trong hệ thống đo lường thường rất đa dạng và có các đặc tính khác nhau. Tuy nhiên có thể phân loại theo các nhóm sai số chính như sau:

- Sai số do đặc tính phi tuyến của cảm biến, do sự già hoá của các cảm biến đo.

- Sai số của dụng cụ đo: đó là các sai số sinh ra do độ không nhạy của dụng cụ đo, do đặc tính phi tuyến của dụng cụ đo, do độ không chính xác của thang dụng cụ đo hoặc do độ không chính xác khi lấy chuẩn 0, do độ mòn, xuất hiện

các khe hở trong dụng cụ, do độ không chính xác chế độ làm việc của dụng cụ đo (điện áp cung cấp, dòng điện).

- Sai số do tính không ổn định: sai số khi thí nghiệm, do điều kiện thực tế của thí nghiệm khác với điều kiện chuẩn, do nhiễu bên ngoài (ảnh hưởng của trường điện từ, các điện dung ký sinh, thay đổi điện trở...) do ảnh hưởng của thay đổi nhiệt độ môi trường trong quá trình thí nghiệm.

- Sai số do trình độ của người tiến hành thí nghiệm.

Từ đó ta có thể rút ra các quy tắc thí nghiệm và xử lý số liệu thí thí nghiệm:

1. Nếu sai số của phép đo được xác định là sai số hệ thống, nghĩa là nếu trị số của nó lớn hơn so với trị số của sai số ngẫu nhiên kèm theo phương pháp này thì phép đo chỉ cần thực hiện một lần.

2. Nếu sai số được xác định là sai số ngẫu nhiên, thì phép đo cần phải thực hiện một số lần. Số lần đo được chọn sao cho giá trị trung bình của sai số ngẫu nhiên trở nên nhỏ hơn sai số hệ thống. Sai số cuối cùng của kết quả đo chính là sai số hệ thống.

Như vậy, số lần đo cần thiết được xác định bởi quan hệ giữa sai số ngẫu nhiên và sai số hệ thống. Với việc tăng số lần đo, trị số của sai số ngẫu nhiên sẽ tiến tới sai số hệ thống nhưng không bao giờ được nhỏ hơn sai số hệ thống (trị số sai số hệ thống nhỏ nhất chính là sai số chính của dụng cụ đo).

Sự thay đổi của điều kiện ngoài ảnh hưởng lớn đến sai số của phép đo, đặc biệt khi tiến hành thí nghiệm liên tục. Trong quá trình vận hành ô tô, quy ước coi điều kiện vận hành là không thay đổi. Các nhân tố vận hành làm ảnh hưởng đến kết quả đo thí nghiệm ô tô là nhiệt độ, chế độ tốc độ, tải trọng, chế độ làm việc của động cơ.

Trong nhiều trường hợp, đại lượng cần đo không thể biểu thị trực tiếp mà phải tính toán gián tiếp bằng công thức thông qua việc đo trực tiếp các đại lượng

khác. Tổng quát, có *F* là hàm của nhiều biến số $x_i$: $F = F(x_1, x_2 .... x_n)$ khi đó cách tính sai số của hàm theo các quy tắc sau:

- Sai số tuyệt đối của hàm bằng tổng của các tích sai số tuyệt đối của các biến với đạo hàm riêng của hàm đối với mỗi biến thành phần:

$$dF = \pm(dx_1 \frac{\partial F}{\partial x_1} + dx_2 \frac{\partial F}{\partial x_2} + ..... + dx_n \frac{\partial F}{\partial x_n}) \quad (4.3)$$

- Sai số tương đối của hàm F tính theo công thức:

$$\frac{dF}{F} = \pm \frac{1}{F(x_1, x_2 ..., x_n)} x (dx_1 \frac{\partial F}{\partial x_1} + dx_2 \frac{\partial F}{\partial x_2} + .....+ \frac{\partial F}{\partial x_n}) \quad (4.4)$$

**Bảng 4.1: Một số công thức tính sai số dùng trong thí nghiệm**

| Đại lượng đo | Công thức tính | Sai số bình phương trung bình | Sai số tương đối |
|---|---|---|---|
| Tổng mô men ở các bánh xe chủ động | $T_2=T_p + T_t$ | $\pm\sqrt{\sigma_{T_p}^2 + \sigma_{T_t}^2}$ | $\pm\frac{\sqrt{\sigma_{T_p}^2 + \sigma_{T_t}^2}}{T_p + T_t}$ |
| Tốc độ trượt của bánh xe | $v_{tr} = v_{bx} - v_{lt}$ | $\pm\sqrt{\sigma_{v_{bx}}^2 + \sigma_{v_{lt}}^2}$ | $\pm\frac{\sqrt{\sigma_{v_{bx}}^2 + \sigma_{v_{lt}}^2}}{v_{bx} + v_{lt}}$ |
| Tốc độ trung bình của ô tô | $v = \frac{S}{t}$ | $\pm\sqrt{\frac{1}{t^2}\sigma_S^2 + \frac{S^2}{t^4}\sigma_t^2}$ | $\pm\sqrt{\delta'^2_S + \delta'^2_t}$ |

## 4.6. Tiến hành thí nghiệm trên bệ thử

### 4.6.1. Hiệu chuẩn các khâu đo mô men trên bệ thử

Các khâu đo mô men xoắn (gồm trục các đăng và hai bán trục đã được dán các tenzo điện trở) cần được hiệu chuẩn. Phương pháp chung để hiệu chuẩn là tạo ra các mô men xoắn trục đã biết bằng cách treo vật nặng *P* lên đầu tay đòn có chiều dài *l* (*m*) để gây mô men xoắn trục, hình 4.14.

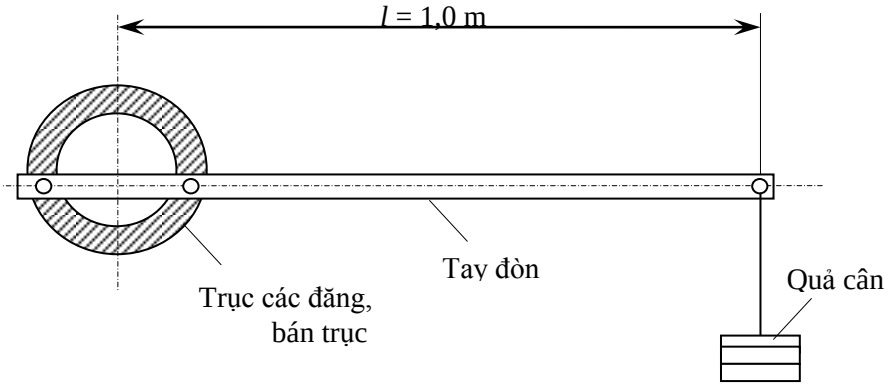
$$M_x = P.l \quad (4.5)$$

Từ đó tìm được độ nhạy của khâu đo trong 2 trường hợp: Khi dùng bộ thu dòng thủy ngân và khi dùng bộ thu phát không dây.

Ngoài ra cần xây dựng được quan hệ tuyến tính giữa mô men xoắn của trục và biến dạng thông qua tín hiệu điện trung gian là điện áp $V_{out}$ khi treo các tải trọng khác nhau trong giới hạn mô men lớn nhất cần đo ở mỗi trục.

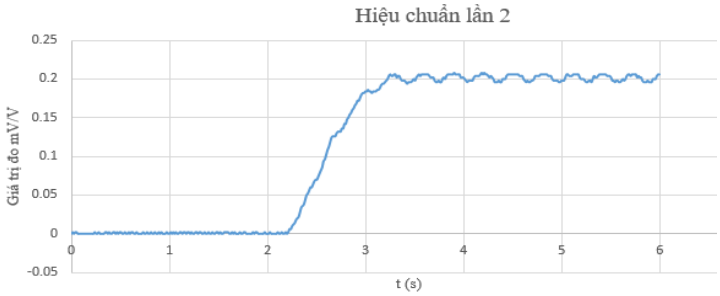
*Hình 4.13 Hiệu chuẩn tín hiệu đo*

Trục cần đo mô men được cố định một đầu trên bệ hiệu chuẩn, đầu còn lại lắp tay đòn dài $l$ = 1 mét , đầu tay đòn treo các khối lượng: 0 kg, 10 kg, 20 kg,..., 100 kg (hình 4.15). Khi trục chịu xoắn với các tải khác nhau, các lá điện trở bị biến dạng, xuất hiện trên đường chéo đo của cầu điện áp đo tỷ lệ với mô men xoắn đưa tới DMC plus nối ghép máy tính.

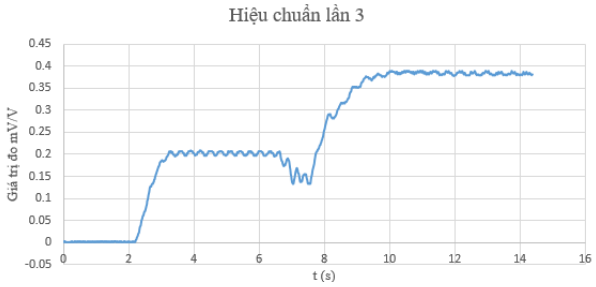



*Hình 4.14 Sơ đồ hiệu chuẩn thiết bị đo mô men xoắn trên trục các đăng*

Để tăng độ chính xác hiệu chuẩn, mỗi thí nghiệm hiệu chuẩn được lặp lại 3 lần. Hình 4.16, 4.17 giới thiệu ví dụ một trong những kết quả hiệu chuẩn khâu đo mô men.




*Hình 4.15 Giá trị đo hiệu chuẩn khi treo khối lượng 20 kg*



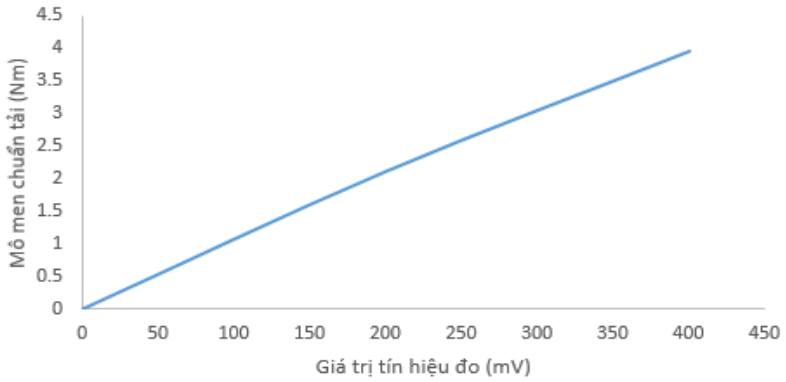

*Hình 4.16 Giá trị đo hiệu chuẩn khi treo khối lượng 20, 40 kg*

Trong khi thí nghiệm hiệu chuẩn các khâu đo mô men đã tìm được đặc tính tuyến tính giữa mô men quay và điện áp đo; độ nhạy của các cảm biên đo mô men trong 2 trường hợp khi dùng bộ thu dòng thủy ngân và khi dùng bộ thu phát không dây, bảng 4.2.

**Bảng 4.2 Độ nhạy của các khâu đo mô men**

| **Khâu đo** | **Dùng thu dòng thủy ngân** | | **Dùng bộ thu phát không dây** | |
|---|---|---|---|---|
| | Mô men | Ứng với | Mô men | Ứng với |
| **Các đăng** | 750 daNm | 2 mV/V | 52 kNm | 10 V |
| **Bán trục trái** | 368 daNm | 2 mV/V | 19 kNm | 10 V |
| **Bán trục phải** | 612 daNm | 2 mV/V | 26 kNm | 10 V |

Với kết quả này, các khâu đo mô men đã trở thành các cảm biến đo mô men xoắn ở các trục.




*Hình 4.17 Đồ thị kết quả hiệu chuẩn mô men xoắn trục các đăng và giá trị đo hiển thị trên thiết bị*

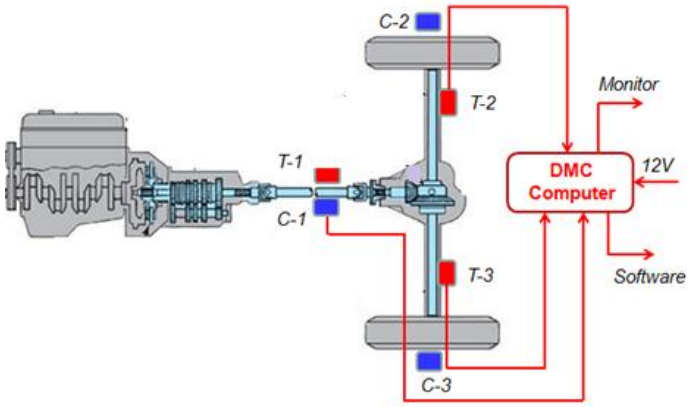
Từ đồ thị hình 4.18 ta xác định được hệ số $k_{cđ}$ biểu thị quan hệ giữa mô men thực trên trục các đăng và giá trị hiển thị trên thiết bị đo.

$$K_{cđ} = (400 - 200)/(3.97 – 2.12) = 108.1 \quad (4.6)$$

Tiến hành tương tự trên bán trục phải có hệ số $k_{btp} = 88.526$ và trên bán trục trái có hệ số $k_{btt} = 86.835$.

### *4.6.2. Sơ đồ thí nghiệm*

Trên hình 4.19 trình bày sơ đồ tổng quát lắp các trang thiết bị thí nghiệm trên bệ thử. Trên trục các đăng dán các điện trở tenzo tại các vị trí C-1, trên hai bán trục dán tenzo tại các vị trí C-2 và C-3. Qua các bộ thu dòng tiếp điểm thủy ngân T-1, T-2 và T-3 tín hiệu từ các cảm biến được đưa tới máy đo DMC để khuếch đại và xử lý.




*Hình 4.18 Sơ đồ lắp các thiết bị thí nghiệm trên bệ thử*

### *4.6.3. Chế độ thí nghiệm trên bệ thử*

Trên bệ thử trong phòng thí nghiệm, các thiết bị thí nghiệm và quá trình thí nghiệm được tiến hành theo kế hoạch đo trong bảng 4.3.

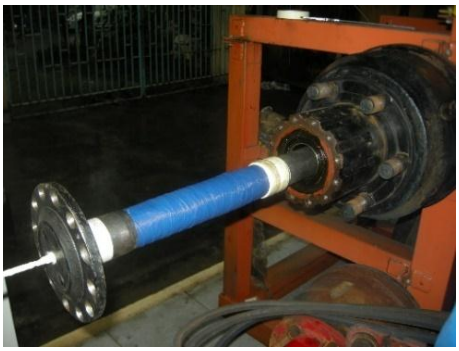
Chế độ thí nghiệm: Tốc độ động cơ dẫn động 2200 vòng/phút, tương ứng với vận tốc xe chạy 40 km/h.

Đặt mô men cản lần lượt là: 765 N.m, 934.6 N.m và 1104 N.m, tương ứng với 0%, 50%, 100% tải trọng (tại 100% tải tương ứng với 2 tấn hàng hóa); sẽ thực hiện các phép đo mô men đồng thời trên cả ba trục quay. Mỗi phép đo với ba lượt đo cùng tốc độ xe chạy quy đổi 40 km/h ở các thời điểm khác nhau (lúc bắt đầu, lúc giữa và lúc kết thúc của mỗi quá trình). Như vậy có tất cả 9 thí nghiệm, bảng 4.3, trong đó ký hiệu TNP tương ứng với thí nghiệm trong phòng thí nghiệm.

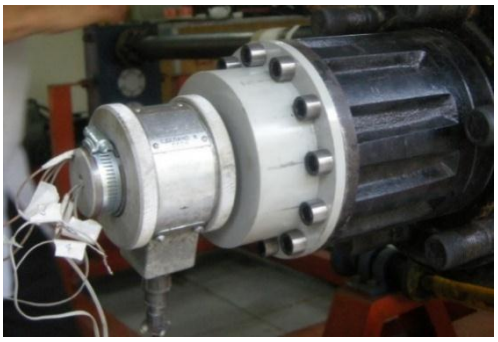
**Bảng 4.3: Kế hoạch đo mô men 3 trục trên bệ thử**

| **Tốc độ động cơ (Vận tốc xe)** | **1600 vòng/phút (20 km/h)** | **2200 vòng/phút (40 km/h)** | **3000 vòng/phút (60 km/h)** |
|---|---|---|---|
| 0 % tải | TNP1.1 | TNP1.2 | TNP1.3 |
| 50% tải (1 tấn) | TNP2.1 | TNP2.2 | TNP2.3 |
| 100% tải (2 tấn) | TNP3.1 | TNP3.2 | TNP3.3 |

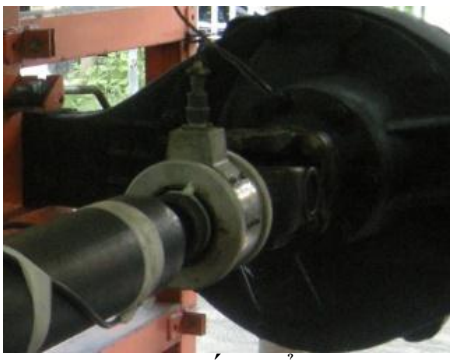
Các bước tiến hành thí nghiệm trên bệ thử được trình bày trên trên hình 4.20.



Lắp bán trục dán tenzo vào bệ thử



Lắp bộ thu dòng vào đồ gá trên bán trục



Lắp bộ thu dòng tiếp điểm thủy ngân

Tiến hành thí nghiệm trên bệ thử

*Hình 4.19 Lắp đặt thiết bị và đo trên bệ thử*

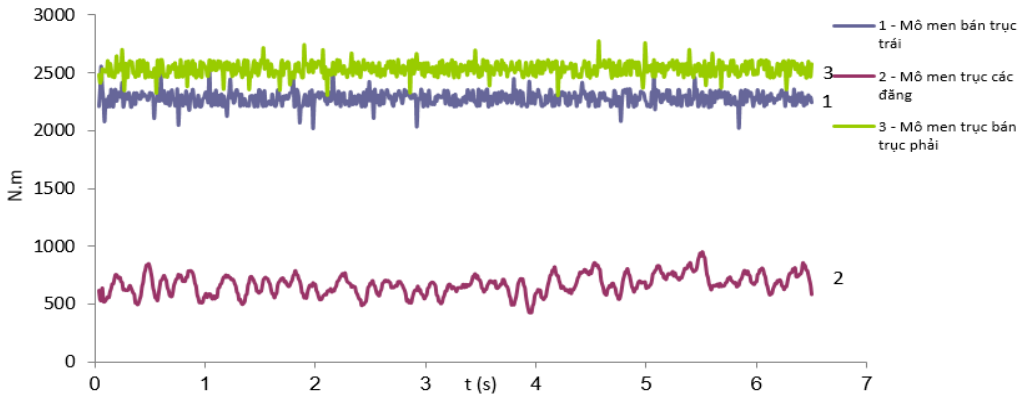
### *4.6.4. Kết quả thí nghiệm trên bệ thử*

Kết quả thí nghiệm đo được là giá trị mô men trên trục các đăng $M_1$, giá trị mô men trên bán trục trái $M_4$ và giá trị mô men trên bán trục phải $M_5$. Kết quả thí nghiệm được thực hiện theo chế độ thí nghiệm trong bảng 4.2.

**TNP1.1** (tay số 3: 0% tải, tốc độ động cơ 1600 vòng/phút (20 km/h))

Thí nghiệm **TNP1.1** được tiến hành với trên bệ tương ứng với ô tô không tải. Hộp số giữ ở số 3. Đặt mô men cản lên hai bán trục không bằng nhau với mô men cản đặt lên bán trục trái 787.5 Nm và bán trục phải là 765 Nm.

Kết quả đo được trình bày bằng đồ thị trên hình 4.21.




*Hình 4.20 Mô men xoắn trên 3 trục trường hợp không tải*

Giá trị trung bình mô men đo được trên trục các đăng là $M_1$=714.22 N.m, mô men trên bán trục trái$M_4$=2282.73 N.m, mô men trên bán trục phải $M_5$=2632.81N.m. Do mô men cản ở hai bán trục khác nhau nên sự phân bố mô men ra 2 bán trục không đều nhau khi đó vi sai làm việc, phân bố mô men ra hai bán trục phụ thuộc vào mô men ma sát trong vi sai. Điều này phù hợp với phần lý thuyết đã nghiên cứu.

Tương tự ở các thí nghiệm **TNP1.2** và **TNP1.3** với cùng các điều kiện thí nghiệm, thí nghiệm **TNP1.2** tương ứng tốc độ động cơ 2200 vòng/phút (vận tốc xe 40 km/h), thí nghiệm **TNP1.3** tương ứng tốc độ động cơ 3000 vòng/phút (vận tốc xe 60 km/h). Ta có kết quả đo trong các thí nghiệm **TNP1.2** và **TNP1.3**:

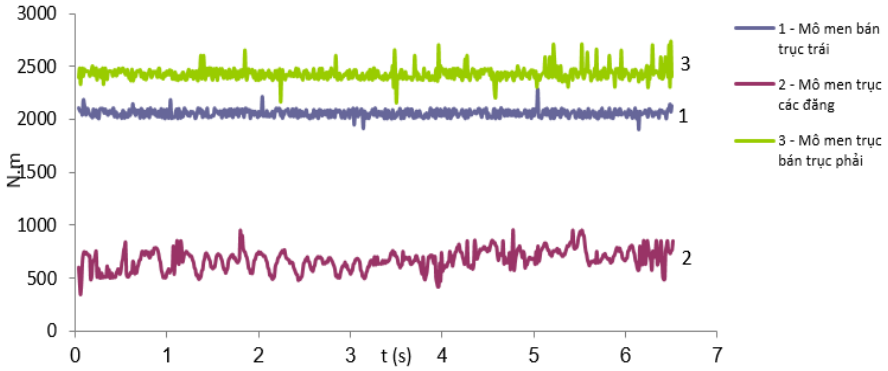
**TNP1.2:** Giá trị trung bình mô men đo được trên trục các đăng $M_1$=700.42 N.m, mô men trên bán trục trái $M_4$=2179.68 N.m, mô men trên bán trục phải $M_5$=2465.21 N.m.

**TNP1.3:** Giá trị trung bình mô men đo được trên trục các đăng $M_1$=686.6 N.m, mô men trên bán trục trái $M_4$=2232.83 N.m, mô men trên bán trục phải $M_5$=2338.35 N.m.

**TNP2.1** (tay số 3: 50% tải, tốc độ động cơ 1600 vòng/phút (20 km/h)).

Thí nghiệm được tiến hành với trên bệ tương ứng với ô tô chịu 50% tải. Hộp số vẫn giữ ở số 3. Đặt mô men cản lên hai bán trục không bằng nhau với mô men cản đặt lên bán trục trái 1090.4 N.m và bán trục phải 934.62 N.m.

Kết quả đo được trình bày bằng đồ thị trên hình 4.22.




*Hình 4.21 Mô men xoắn trên 3 trục trường hợp 50% tải (tương ứng 1000 kg)*

Giá trị trung bình mô men đo được trên trục các đăng $M_1$=670.82 N.m, mô men trên bán trục trái $M_4$=2062.21 N.m, mô men trên bán trục phải $M_5$= 2435.97 N.m.

Tương tự ở các thí nghiệm **TNP2.2** và **TNP2.3** với cùng các điều kiện thí nghiệm, thì thí nghiệm **TNP2.2** tương ứng tốc độ động cơ 2200 vòng/phút (vận tốc xe 40 km/h), thí nghiệm **TNP2.3** tương ứng tốc độ động cơ 3000 vòng/phút (vận tốc xe 60 km/h). Ta có kết quả đo trong các thí nghiệm **TNP1.2** và **TNP1.3**:

**TNP2.2:** Giá trị trung bình mô men đo được trên trục các đăng $M_1$=695.82 N.m, mô men trên bán trục trái $M_4$=2142.72 N.m, mô men trên bán trục phải $M_5$=2471.3 N.m

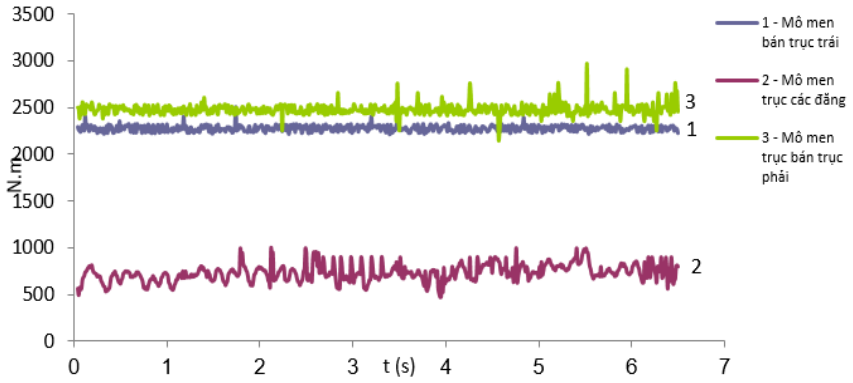
**TNP2.3:** Giá trị trung bình mô men đo được trên trục các đăng $M_1$=690.43 N.m, mô men trên bán trục trái $M_4$=2116.56 N.m, mô men trên bán trục phải $M_5$=2491.04 N.m.

**TNP3.1** (tay số 3: 100% tải, tốc độ động cơ 3000 vòng/phút (60 km/h)).

Thí nghiệm được tiến hành với trên bệ tương ứng với ô tô chịu 100% tải. Hộp số vẫn giữ ở số 3. Mô men cản tương ứng với xe 100% tải.

Đặt mô men cản lên hai bán trục không bằng nhau, với mô men cản đặt lên bán trục trái là 1288.28 Nm và bán trục phải là 1115.47 Nm.

Kết quả đo được trình bày bằng đồ thị trên hình 4.23.




*Hình 4.22 Mô men xoắn trên 3 trục trường hợp 100% tải (tương ứng 2000 kg)*

Giá trị trung bình mô men đo được trên trục các đăng $M_1$=720.52 Nm, mô men trên bán trục trái $M_4$=2275.23Nm, mô men trên bán trục phải $M_5$= 2478.81 Nm.

Tương tự ở các thí nghiệm **TNP3.2** và **TNP3.3** với cùng các điều kiện thí nghiệm, thì thí nghiệm **TNP3.2** tương ứng tốc độ động cơ 2200 vòng/phút (vận tốc xe 40 km/h), thí nghiệm **TNP3.3** tương ứng tốc độ động cơ 3000 vòng/phút (vận tốc xe 60 km/h). Ta có kết quả đo trong các thí nghiệm **TNP3.2** và **TNP3.3**:

**TNP3.2:** Giá trị trung bình mô men đo được trên trục các đăng $M_1$=690.35 Nm, mô men trên bán trục trái $M_4$=2007.792 Nm, mô men trên bán trục phải $M_5$=2509.9 Nm

**TNP3.3:** Giá trị trung bình mô men đo được trên trục các đăng $M_1$=713.82 Nm, mô men trên bán trục trái $M_4$=2043.63 Nm, mô men trên bán trục phải $M_5$=2537.79 Nm

### *4.6.5. So sánh kết quả thí nghiệm trên bệ và kết quả tính toán mô phỏng*

Để kiểm chứng mô hình động lực học có xét đến mô men ma sát trong vi sai nghiên cứu, NCS đã sử dụng mô hình động lực học có ma sát ở chương 2 để tính toán theo điều kiện thí nghiệm trên bệ thử. Chế độ so sánh được lựa chọn là tay số 3. Tương ứng với 0%, 50% và 100% tải. So sánh sai lệch kết quả đo được

trong thí nghiệm và tính toán theo lý thuyết là không quá lớn, bảng 4.4. Với những giả thiết đã chấp nhận khi xây dựng mô hình thì sai lệch này có thể chấp nhận được.

**Bảng 4.4: So sánh mô men đo trên bệ thử và tính toán lý thuyết**

| Tải | Mô men đo trên bệ thử (N.m) | | | Mô men phân bố theo lý thuyết (N.m) | | | Sai lệch (%) | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $M_1$ | $M_4$ | $M_5$ | $M_1$ | $M_4$ | $M_5$ | $M_1$ | $M_4$ | $M_5$ |
| 0% | 714.22 | 2282.73 | 2632.87 | 784 | 2431.03 | 2683.87 | 8.9% | 6.1% | 1.9% |
| 50% | 670.82 | 2062.31 | 2435.97 | 726 | 2258.83 | 2511.31 | 7.6% | 8.7% | 3% |
| 100% | 585.96 | 1988.42 | 2304.27 | 637.6 | 2086.54 | 2339.37 | 8.1% | 4.7% | 1.5% |

**Đánh giá 1:**

Khi tiến hành đo mô men trên bệ thử. Do trong quá trình thí nghiệm trên bệ khá gần với các giả thiết khi tiến hành thiết lập phương trình vi phân mô tả động lực học vi sai có ma sát nên các giá trị đo được so với lý thuyết có sai lệch nhỏ. Điều này chứng tỏ mô hình thiết lập đã mô tả gần đúng với các quá trình vật lý xảy ra trong hệ thống và vì vậy mô hình nghiên cứu là phù hợp. Tuy nhiên quá trình thí nghiệm trên bệ thử gần như là thử nghiệm tĩnh, NCS tiến hành thử nghiệm trên xe chạy trên đường lâm nghiệp để có thể có những đánh giá chính xác hơn.

## 4.7. Thí nghiệm trên xe

### *4.7.1. Xe thí nghiệm*

Xe thí nghiệm là ô tô tải nhỏ 3 tấn LIFAN 3070G1 được sản xuất và lắp ráp tại Việt Nam, hình 4.24.

*Hình 4.23 Xe tải nhẹ 3 tấn thí nghiệm*

Xe tải nhỏ 3 tấn ký hiệu LF3070G1 lắp ráp trong nước được sử dụng trong nghiên cứu, xe có một cầu sau chủ động, loại xe tải tự đổ. Thông số kỹ thuật của xe nêu trong bảng 4.5.

**Bảng 4.5: Thông số kỹ thuật của ô tô tải tự đổ LF3070G1**

| **Kiểu loại** | | **LF3070G1** |
|---|---|---|
| Kích thước toàn bộ (dài x rộng x cao) | *mm* | 5990 x 2190 x 2540 |
| Chiều dài cơ sở | *mm* | 3350 |
| Vết bánh trước | *mm* | 1640 |
| Vết bánh sau | *mm* | 1630 |
| Tự trọng của xe | *kg* | 4230 |
| Tải trọng của xe | *kg* | 2980 |
| Trọng lượng toàn bộ | *kg* | 7405 |
| Vận tốc lớn nhất | *km/h* | 75 |
| Công suất max./số vòng quay | *Kw/rpm* | 81/3000 |
| Mô men xoắn max./số vòng quay | *N.m/rpm* | 320/2000-2200 |
| Hộp số | | 5 số tiến, 1 số lùi |
| Tỷ số truyền các tay số/ cầu sau | | 7.31; 4.31; 2.45; 1.54; 1.00; R-7.66/ 6.57 |

### *4.7.2. Hiệu chuẩn tín hiệu đo thí nghiệm trên xe*

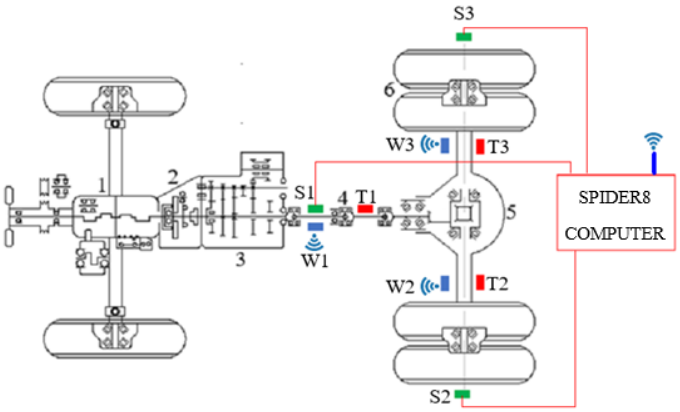
Mục đích của việc hiệu chuẩn tín hiệu đo mô men như đã trình bày ở thí nghiệm trên bệ thử. Khi tiến hành thí nghiệm trên xe, ta sử dụng bộ thu phát tín hiệu không dây thay cho bộ thu dòng thủy ngân. Khi đó cầu đo trên trục các đăng và hai bán trục được hiệu chuẩn qua bộ thu phát không dây như hình 4.25

*Hình 4.24 Hiệu chuẩn tín hiệu đo khi sử dụng bộ thu phát không dây*

Thực hiện tương tự như khi hiệu chuẩn cho thí nghiệm trên bệ, ta xác định được hệ số $k_{cđ}$ biểu thị quan hệ giữa mô men thực trên trục các đăng và giá trị hiển thị trên thiết bị đo, $k_{cđ}=50$, bán trục phải có hệ số $k_{btp}$ = 22 và trên bán trục trái có hệ số $k_{btt}$ =20.5.

### *4.7.3. Sơ đồ thí nghiệm trên xe*

Trên hình 4.26 trình bày sơ đồ tổng quát lắp các trang thiết bị thí nghiệm trên xe ô tô, tương tự như lắp ráp trên bệ thử. Trên trục các đăng gắn cảm biến đo vận tốc góc S1 và dán cảm biến tenzo tại các vị trí T-1, trên hai bán trục cũng gắn cảm biến đo vận tốc góc S2, S3 và dán tenzo tại các vị trí T-2 và T-3. Qua các bộ thu phát không dây W-1, W-2 và W-3 tín hiệu từ các cảm biến được đưa tới máy đo Spider8 để khuếch đại và xử lý tín hiệu đo.




*Hình 4.25 Sơ đồ lắp ráp các thiết bị thí nghiệm trên xe*

### *4.7.4. Chế độ thí nghiệm trên xe*

Tương tự như thí nghiệm trên bệ thử, các chế độ thí nghiệm trên xe được nêu trong bảng 4.6, kí hiệu TNX tương ứng với thí nghiệm trên xe thực.

**Bảng 4.6 Chế độ thí nghiệm trên xe**

| **Vận tốc xe** | **20 km/h** | **40 km/h** | **60 km/h** |
|---|---|---|---|
| 0 % tải | TNX1.1 | TNX1.2 | TNX1.3 |
| 50% tải (1 tấn) | TNX2.1 | TNX2.2 | TNX2.3 |
| 100% tải (2 tấn) | TNPX.1 | TNX3.2 | TNX3.3 |

### *4.7.5. Tiến hành thí nghiệm trên xe*

Lắp các thiết bị đo mô men của trục các đăng và hai bán trục lên xe như hình 4.27

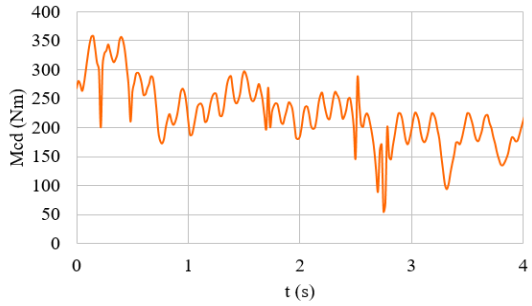
*Hình 4.26 Lắp các thiết bị đo mô men trục các đăng và hai bán trục lên xe thí nghiệm*

Đường thí nghiệm là đoạn đường lâm nghiệp tại núi Luốt thuộc trường Đại học Lâm nghiệp Việt Nam. Đường thí nghiệm và quá trình thí nghiệm với sự có mặt của các chuyên gia như hình 4.28

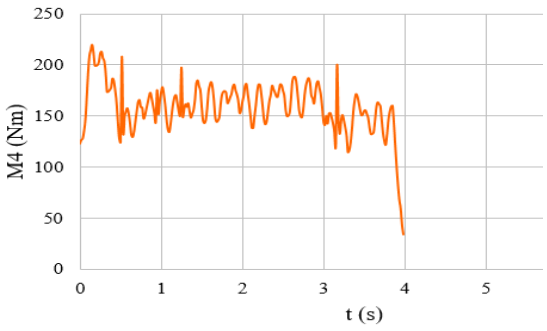
*Hình 4.27 Đoạn đường thí nghiệm và quá trình thí nghiệm cùng với các chuyên gia thí nghiệm tại hiện trường*

### *4.7.6. Kết quả thí nghiệm trên xe tải nhẹ LF3070G1 ngoài hiện trường*

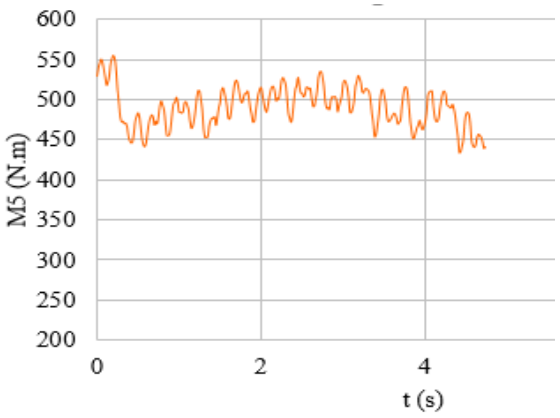
Kết quả thí nghiệm theo chế độ thí nghiệm cho trong bảng 4.3. Kết quả thí nghiệm đo mô men 3 trục trên xe như trên hình 4.29, 4.30, 4.31.




*Hình 4.28 Kết quả thí nghiệm đo mô men trục các đăng trên xe*



*Hình 4.29 Kết quả thí nghiệm đo mô men bán  trục trái trên xe*




*Hình 4.30 Kết quả thí nghiệm đo mô men bán trục phải trên xe*

Tương tự như thí nghiệm trên bệ, kết quả đo (trung bình) các chế độ thí nghiệm trên xe được nêu trong bảng 4.7.

**Bảng 4.7: Kết quả đo mô men trên 3 trục theo các chế độ thí nghiệm trên xe**

| Vận tốc xe | 20 km/h | | | 40 km/h | | | 60 km/h | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $M_1$ | $M_4$ | $M_5$ | $M_1$ | $M_4$ | $M_5$ | $M_1$ | $M_4$ | $M_5$ |
| 0 % tải | 671.8 | 2124.72 | 2329.59 | 657.96 | 2005.3 | 2356.4 | 640.2 | 1944.5 | 1305.4 |
| 50% tải | 620.73 | 1962.92 | 2187.35 | 643.25 | 1945.7 | 2286.3 | 631.54 | 1902.6 | 2267.6 |
| 100% tải | 543.23 | 1775.72 | 2009.51 | 637.13 | 1903.8 | 2249.1 | 625 | 1908.4 | 2204.2 |

### *4.7.7. So sánh kết quả thí nghiệm trên xe và kết quả tính toán mô phỏng*

Để kiểm chứng mô hình động lực học có mô men ma sát trong vi sai nghiên cứu, NCS đã sử dụng mô hình động lực học có ma sát ở chương 2 để tính toán theo điều kiện thí nghiệm trên xe. Chế độ so sánh được lựa chọn là tay số 3. Tương ứng với 0%, 50% và 100% (2 tấn) tải. Khi thí nghiệm, người lái giữ bàn đạp ga ở 70%. Dựa trên đặc tính cục bộ của động cơ, tương ứng với độ mở bướm ga 70% ta có mô men xoắn cực đại là 320 Nm và số vòng quay 1600 vòng/phút (20 *km/h*). So sánh sai lệch kết quả đo được trong thí nghiệm và tính

toán theo lý thuyết là không quá lớn (bảng 4.8). Với những giả thuyết đã chấp nhận khi xây dựng mô hình thì sai lệch này có thể chấp nhận được.

**Bảng 4.8: So sánh mô men đo trên xe và tính toán lý thuyết**

| Tải | Mô men đo trên xe | | | Mô men phân bố theo lý thuyết | | | Sai lệch (%) | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $M_1$ | $M_4$ | $M_5$ | $M_1$ | $M_4$ | $M_5$ | $M_1$ | $M_4$ | $M_5$ |
| 0% | 671.8 | 2124.72 | 2329.59 | 784 | 2431.03 | 2683.87 | 14.3% | 12.6% | 13.2% |
| 50% | 620.73 | 1962.92 | 2187.35 | 726 | 2258.83 | 2511.31 | 14.5% | 13.1% | 12.9% |
| 100% | 543.23 | 1775.72 | 2009.51 | 637.6 | 2086.54 | 2339.37 | 14.8% | 14.9% | 14.1% |

**Đánh giá 2:**

Khi tiến hành đo mô men trên xe, do trong quá trình thí nghiệm trên xe còn có thêm một số yếu tố như rung lắc, ảnh hưởng độ mấp mô mặt đường… nên có sự sai lệch lớn hơn đánh giá 1 trong phân bố mô men khi đo và tính toán lý thuyết, sai lệch giữa giá trị đo trên xe và tính toán từ phương trình mô tả động lực học vi sai có ma sát nhỏ hơn 15%. Điều này chứng tỏ mô hình thiết lập đã mô tả gần đúng với các quá trình vật lý xảy ra trong hệ thống cơ cấu vi sai và vì vậy mô hình động lực học nghiên cứu là phù hợp.

## Kết luận chương 4

NCS sử dụng cảm biến tenzo theo nguyên lý cầu đo Wheatstone trên 3 trục của hệ thống truyền lực ô tô tải nhỏ. Thiết kế và chế tạo bộ đồ gá để lắp bộ thu dòng thủy ngân và thu phát không dây trên 3 trục khi các trục đang quay với tốc độ cao cùng với bánh xe, đảm bảo an toàn cho thiết bị khi xe chạy.

Thiết kế, chế tạo bộ đồ gá để thực hiện hiệu chuẩn thiết bị đo mô men trước khi tiến hành các thí nghiệm.

Kết quả đo đồng thời mô men trên ba trục các đăng và hai bán trục được so sánh với tính toán theo lý thuyết để kiểm chứng mức độ chính xác của mô hình động lực học vi sai khi có xét đến ma sát trong cơ cấu vi sai được thiết lập theo phương pháp lý thuyết.

Kết quả nghiên cứu thực nghiệm và kết quả tính toán bằng lý thuyết có sai lệch lớn nhất khi thí nghiệm đo trên bệ thử và tính toán lý thuyết là 8.9%, chứng tỏ mô hình động lực học vi sai khi có ma sát thiết lập theo lý thuyết là phù hợp.

Kết quả sai lệch lớn nhất giữa kết quả đo trên xe thực khi đang vận hành trên đường Nông - lâm nghiệp và kết quả tính toán theo lý thuyết nhỏ hơn 15%, sai lệch này có thể chấp nhận được mô hình động lực học vi sai khi có ma sát.

Kết quả đo phong phú và đáng tin cậy. Trên cơ sở này có thể đo mô men xoắn đồng thời trên các trục đang quay của những cụm cơ khí khác mà không phải phá hủy chi tiết nhằm đánh giá chất lượng cầu sau, ứng dụng vào nội địa hóa ô tô trong thực tiễn sản xuất.

# KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN

Xây dựng mô hình động học, động lực học vi sai có xét đến ma sát trong vi sai, tính toán các mô men ma sát bao gồm mô men ma sát giữa bánh răng hành tinh và trục chữ thập, giữa bánh răng hành tinh và đệm tựa lưng, giữa bánh răng bán trục và vỏ vi sai. Xây dựng sơ đồ thuật toán trong Matlab Simulink để khảo sát động lực học cơ cấu vi sai xe tải nhỏ LF3070G1. Thông qua khảo sát khi các điều kiện cản của mặt đường khác nhau, vi sai hoạt động làm xuất hiện mô men ma sát trong của vi sai, giá trị mô men ma sát tính toán được nhỏ hơn 0.05 lần mô men trên vỏ vi sai, bộ vi sai xe tải nhỏ LF3070G1 (đối tượng nghiên cứu) là vi sai có ma sát trong thấp

Luận án đã đề xuất giải pháp thay đổi kết cấu để giảm ma sát trong vi sai bằng cách khoan lỗ trên lưng các bánh răng bán trục, bánh răng hành tinh và vát trục chữ thập tại vị trí lắp ghép của bánh răng hành tinh. Thiết lập mô hình tính toán hiệu suất vi sai trên cơ sở tổn hao công suất do ma sát trong trường hợp bộ vi sai nguyên bản và bộ vi sai thay đổi kết cấu. Tiến hành khảo sát mô hình động lực học vi sai lấy các thông số đầu vào để tính toán hiệu suất truyền lực vi sai kết quả:

- Trường hợp xe không chịu tải, khi hệ số ma sát $\mu$=0.1 thì hiệu suất bộ vi sai nguyên bản là $\eta_{vs} = 0.9233$, hiệu suất bộ vi sai thay đổi kết cấu là $\eta_{vs}^{k} = 0.9720$, hiệu suất nâng lên 5.3%.

- Trường hợp xe chịu 50% tải, khi hệ số ma sát $\mu$=0.1 thì hiệu suất bộ vi sai nguyên bản là $\eta_{vs} = 0.8983$, hiệu suất bộ vi sai thay đổi kết cấu là $\eta_{vs}^{k} = 0.9636$, hiệu suất nâng lên 7.3%.

- Trường hợp xe chịu 100% tải, khi hệ số ma sát $\mu$=0.1 thì hiệu suất bộ vi sai nguyên bản là $\eta_{vs} = 0.8554$, hiệu suất bộ vi sai thay đổi kết cấu là $\eta_{vs}^{k} = 0.9508$, hiệu suất nâng lên 11%. Như vậy khi thay đổi kết cấu thì hiệu suất vi sai đều tăng lên.

Nhờ sự thay đổi kết cấu này đã giảm mô men ma sát trong cơ cấu vi sai, chất lượng động học vi sai cầu sau tăng lên, xe tải nhỏ LF3070G1 vận hành tốt trên đường Nông - lâm nghiệp khi xe thường xuyên quay vòng.

Lập thuật toán và lập trình để khảo sát ảnh hưởng của hệ số khóa vi sai $K_\delta$ đến tính năng kéo bám của xe tải nhỏ LF3070G1 khi xe làm việc trên đường xấu, có hệ số bám thấp và khác nhau trên hai bánh xe. Theo kết quả khảo sát, trường hợp $K_\delta$=0.3, hiệu suất kéo tổng quát $\eta_k$ (có tính đến trượt trên bánh xe chủ động) tăng lên 14%, như vậy khi xe đi thẳng trên đường xấu thì tính năng kéo bám của xe tăng lên.

Hệ số khóa cao $K_\delta$ thì khả năng kéo bám của xe tải nhỏ càng được nâng cao, tuy nhiên hệ số khóa vi sai chỉ thực sự hiệu quả và cần thiết khi hệ số bám hai bánh chủ động chênh lệch lớn, khi hệ số khóa $K_\delta$ lớn sẽ ảnh hưởng xấu đến tính năng quay vòng, mau mòn lốp, khó đánh lái, tăng tải trọng cho các chi tiết trong hệ thống truyền lực và hệ thống di động.

Trong nghiên cứu thực nghiệm, luận án đo mô men phân bố từ trục Các đăng ra hai bán trục bằng cách sử dụng cảm biến tenzo theo nguyên lý cầu đo Wheatstone lấy tín hiệu từ các trục đang quay trên cơ sở thiết kế, chế tạo bộ đồ gá để gá lắp các thiết bị trên bệ thử và xe đang chạy trên đường. Kết quả thí nghiệm được so sánh với tính toán lý thuyết để kiểm chứng mức độ chính xác của mô hình động lực học vi sai khi có ma sát. Sai lệch lớn nhất giữa kết quả đo trên bệ thử và kết quả tính toán là 8.9%. Sai lệch lớn nhất giữa kết quả đo trên xe thực và kết quả tính toán nhỏ hơn 15%. Sai lệch này cho thấy mô hình động lực học vi sai khi có ma sát có độ tin cậy chấp nhận được.

Trên cơ sở thiết bị thí nghiệm này, có thể ứng dụng đo mô men xoắn đồng thời trên các trục đang quay của các cụm cơ khí khác và đánh giá chất lượng cầu sau trên bệ thử nhằm ứng dụng phát triển nội địa hóa ô tô trong thực tiễn sản xuất.

**Hướng nghiên cứu tiếp theo**

Khi thay đổi kết cấu vi sai bằng cách khoét lỗ chứa dầu trên thân tỳ tựa lưng của các bánh răng bán trục, bánh răng hành tinh với vỏ vi sai, vát trục chữ thập tại vị trí lắp ghép của bánh răng hành tinh hoặc kết cấu khóa vi sai cơ học là biện pháp điều khiển vi sai bị động. NCS hướng tới điều khiển vi sai chủ động (Active Differential) có ứng dụng cơ điện tử nhằm điện khiển tự động nâng cao chất tính hiện đại của phương pháp nghiên cứu.

## DANH MỤC CÁC CÔNG TRÌNH ĐÃ CÔNG BỐ

1. Nguyen Thanh Quang, **Le Hoang Anh**, Hoang Viet, "*Using Inventor Software to Analyze the Kinetics of Active Rear Axle on Light Trucks with locked differential*" ICAT2015, 10/2015, Paper No 10.

2. Nguyen Thanh Quang, Le Hong Ky, **Le Hoang Anh**, "*Applying SAE J1266 Standard to Test the Efficiency of Active Rear Axle on Light Trucks*", ICAT2015, 10/2015, Paper No 09.

3. Nguyễn Thanh Quang, **Lê Hoàng Anh**, "*Phân tich kết cấu động học cụm vi sai cầu sau chủ động xe tải nhẹ",* Tạp chí Cơ khí Việt Nam 5/2015, ISSN 0866 – 7056, số 5, tháng 5/2016, trang 51 – 57.

4. Nguyễn Quang Thái, **Lê Hoàng Anh**, Đào Duy Trung, Nguyễn Thanh Quang, "*Phân tích động lực học vi sai cầu sau ô tô tải nhẹ LF3070G1*", Hội nghị KH&CN toàn quốc về Cơ khí Động lực, Đại học Bách Khoa Hà Nội, 2016, ISBN 978 – 604 – 95 – 0042 – 08, tháng 10/2016, trang 61 – 66.

5. **Lê Hoàng Anh**, Nguyễn Quang Thái, Đào Duy Trung, Nguyễn Thanh Quang, "*Khảo sát sự phân bố mô men trong cụm vi sai cầu sau chủ động ô tô tải nhẹ*", Hội nghị KHCN toàn quốc về Cơ khí Động lực, Đại học Bách Khoa Hà Nội, 2016, ISBN 978 – 604 – 95 – 0042 – 08, tháng 10/2016, trang 67 – 71.

6. Nguyễn Thanh Quang, Hoàng Việt, **Lê Hoàng Anh**, "*Thí nghiệm đo mô men xoắn trên cầu sau xe tải nhỏ",* Hội nghị KHCN toàn quốc về Cơ khí Động lực lần thứ 10, Đại học Xây Dựng, 2017, ISSN 1859 - 2996, tháng 07/2017, trang 75 – 79.

# TÀI LIỆU THAM KHẢO

***Tiếng Việt***

1. Bộ khoa học và công nghệ (2002), *Đường Ô tô Lâm nghiệp – Yêu cầu thiết kế*, TCVN 7025:2002.

2. Bộ giao thông vận tải (2014), *Đường Giao thông nông thôn - Yêu cầu thiết kế*, TCVN 10380:2014.

3. Bộ Khoa học và Công nghệ (2014), *Đất xây dựng công trình thủy lợi – Phương pháp xác định độ chặt của đất sau đầm nén tại hiện trường*, TCVN 8730:2012.

4. Nguyễn Thị Hồng Cẩm (2013), *Tối ưu hóa phân phối tỉ số truyền cho hộp giảm tốc hành tinh 2 cấp và hộp vi sai kín*, Đại học Kỹ thuật Công nghiệp, Hà Nội.

5. Nguyễn Hữu Cẩn (2003), *Lý thuyết ô tô máy kéo*, NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội

6. Nguyễn Hữu Cẩn, Phan Đình Kiên (1996), *Thiết kế và tính toán ô tô máy kéo*, NXB Giáo dục.

7. Mai Kim Hiếu, Nguyễn Ngọc Quế (2006), *Nghiên cứu tính chất động lực học của hệ thống vi sai và ảnh hưởng của hệ số khoá vi sai đến tính năng kéo bám của máy kéo*, Học viện Nông nghiệp, Hà Nội.

8. Nguyễn Trọng Hiệp (2003) *Chi tiết máy – Tập 1*, nhà xuất bản Khoa học kỹ thuật, Hà Nội.

9. Nghiêm Hùng (1999), *Vật liệu học*, Đại học Bách Khoa, Hà Nội,

10. Nghiêm Hùng (1979), *Vật liệu học cơ sở*, Nxb Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội

11. Nguyễn Văn Khang (2007), *Động lực học hệ nhiều vật*, Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật.

12. Lê Hồng Kỳ (2016), *Nghiên cứu ảnh hưởng của yếu tố nhiệt luyện đến hiệu suất cầu sau ô tô tải nhẹ chế tạo trong nước*, Luận án Tiến sĩ kỹ thuật, viện nghiên cứu Cơ khí, Hà Nội.

13. Lê Phước Ninh (2000), *Nguyên lý máy*, Nhà xuất bản giao thông vận tải.

14. Chu Đình Quang và tập thể tác giả (2009), *Khai thác và vận chuyển lâm sản*, Đại học Lâm Nghiệp, Hà Nội.

15. Nguyễn Thanh Quang, (2008), *Nghiên cứu công nghệ chế tạo cụm cầu sau xe tải nhẹ*, đề tài NCKHCN cấp Bộ Công Thương.

16. Nguyễn Phùng Quang (2004), *Matlab và Simulink*, Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.

17. Nguyễn Văn Quân (2002), *Nghiên cứu áp dụng máy kéo bánh hơi nông nghiệp để vận xuất gỗ nhỏ rừng trồng*, Luận án Tiến sĩ kỹ thuật, Viện Khoa học Lâm nghiệp, Hà Nội.

18. Nguyễn Ngọc Quế (2007), *Ô tô và xe máy chuyên dụng*, Học viện Nông nghiệp, Hà Nội.

19. Nguyễn Hoài Sơn, Đỗ Thanh Việt, Bùi Xuân Lâm (2002), *Ứng dụng Matlab trong tính toán kỹ thuật*. NXB đại học quốc gia Tp Hồ Chí Minh.

20. Nguyễn Anh Tuấn, Phạm Văn Hùng (2005), *Ma sát học*, Nhà Xuất Bản KHKT, Hà Nội.

21. Đỗ Giao Tiến (2010), *Nghiên cứu, thiết kế và chế tạo cụm cầu sau sử dụng cho các loại ô tô tải nhỏ tải trọng đến 3 tấn*, Mã số: KC.05.22/06-10.

22. Nguyễn Minh Tuyển (2005), *Quy hoạch thực nghiệm*, NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.

23. Nguyễn Khắc Trai và tập thể tác giả (2010), *Kết cấu ô tô*, nhà xuất bản Đại học Bách khoa Hà Nội.

24. Nguyễn Khắc Trai (2001), *Cấu tạo hệ thống truyền lực ôtô con*, Nhà xuất bản Khoa học và kỹ thuật.

25. Nguyễn Khắc Trai và tập thể tác giả (2006), *Cơ sở thiết kế ôtô*, nhà xuất bản Giao thông vận tải.

26. Kiều Minh Thức, Nguyễn Ngọc Quế (2013), *Nghiên cứu đặc tính trượt và hiệu suất kéo của bộ phận di động xích cao su*, Học viện Nông nghiệp, Hà Nội.

27. Vũ Xuân Trường, Nguyễn Ngọc Quế (2005), *nghiên cứu cải tiến khóa vi sai của máy kéo MTZ – 50 để làm việc hiệu quả trên dốc ngang*, Học viện Nông nghiệp, Hà Nội.

28. Đặng Thế Dũng, Võ Văn Hường (2013), *Nghiên cứu chức năng vi sai trong vấn đề điều khiển động lực học ô tô*, Đại Học Bách Khoa, Hà Nội.

***Tiếng Anh***

29. Claudio Annicchiarico (2014), *Design of a semi active differential to improve the vehicle dynamic*, Proceedings of the ASME 2014 12th Biennial conference on Engineering Systems Design and Analysis ESDA.

30. R. Wade Allen, *Vehicle dynamic stability and Rollover*, Final report Dot HS 807 956, 1992.

31. MARKUS BOZDEMIR (2013), *Yaw moment control using an active differential and Electronic Stability Control system (ESC)*, Master's Thesis in Automotive Engineering, Göteborg, Sweden.

32. MARC OLLÉ BERNADES (2012), *Torque split between left and right drive shaft over a front wheel drive differential*, Master's Thesis in the Mechanical and Automotive Engineering Msc, Göteborg, Sweden.

33. V.B.Bhandari (2008), *Design of Machine Elements*, Tata McGraw-Hill, second edition, New Delhi.

34. O'Donoghue, J. P., Cameron (1966), *Friction and Temperature in Rolling Sliding Contacts*", ASLE Transactions 9, pp. 186-194.

35. Drozdov, Y. N. and Gavrikov (1967), Y. A., *Friction and Scoring Linder The Conditions of Simultaneous Rolling and Sliding of Bodies*, Wear, pp. 291-302.

36. Joško Deur (2008), *Modeling of Active Differential Dynamics*, Proceedings of IMECE ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition, Boston, MA, USA.

37. Pierre E. Dupont (2006), *Friction Modeling in Dynamic Robot Simulation*. Robotics Laboratory. Harvard University, Cambridge, MA 02138.

38. Giordano Greco (2006), *Dynamics of vehicles with controlled limited-slip differentials*, Ph.D. University of Pisa, Italia.

39. HBM (2010), *Spider8 Manual Instruction*, HBM PC Measurement Electronics.

40. Ing. Habil. Walter Sextro (2002): *Dynamical contact problems with friction.* Ed. Springer, second edition, Graz.

41. Heinz Heisler (2002), *Advanced vehicle technology,* Ed Arnold, second edition, London.

42. Michlin, Y., Myunster.V (2002), *Determination of Power Losses in Gear Transmissions with Rolling and Sliding Friction Incorporated*, Mechanism and Machine Theory, Vol. 37, pp. 167.

43. Loewenthal, S. H. (1981), *Effect of Geometry and Operating Conditions on Spur Gear System Power Loss*, Journal of Mechanical Design, Vol. 103, pp. 151-159.

44. Valentin L. Popov (2010), *Contact Mechanics and Friction*, Springer ISBN 978-3-642-10802-0.

45. Richland (2005), *Metric Mechanic's Differentials. Metric Mechanic IncTM 505 East Main M0 65556*, Stuttgart

46. Li, Y., Seireg, A. A. (1989), *Predicting The Coefficient of Friction in Sliding-Rolling*

*Contact*, Tribology Conference, K18.

47. Admed A. Shabana (2011), *Dynamic of multybody systems*, Willey Publication.

48. D.Yu, N. Beachley (1986), *Mechanical Efficiency of Differential Gearing*, Illustration Courtesy of Brad Foote Gear Works, Inc Cicero.

49 J.Y.Wong, *Theory of Ground Vehicles*, Third edition – Jonh Wiley & Sons, Ing, 2001.

50. http://www.freepatentsonline.com/8079929.pdf 2012/01/25

51. http://www.mathworks.se/help/toolbox/physmod/sdl/ref/differential.html 2012/01/25

52. http://www.patentgenius.com/patent/6083133.html 2012/01/25

53. http://www.scribd.com/doc/51421398/227/Differential-Gears-and LockingDifferentials 2012/01/26

54. http://www.docstoc.com/docs/46632660/Bevel-Gear-Differential-With-Asymmetrically-Distributed-Pinions---Patent-6083133 2012/01/27

55. http://www.machinerylubrication.com/Read/167/synthetic-gear-oil 2012/01/27

56. http://www.miata.net/garage/diffguide/index.html 2012/01/27

57. http://scitation.aip.org/getabs/servlet/GetabsServlet?prog=normal&id=JDSMAA0132000006061501000001&idtype=cvips&gifs=yes&ref=no 2012/01/27

58. http://auto.howstuffworks.com/differential1.htm 2012/02/01

59.http://www.cdxetextbook.com/trans/finalDrives/frontWheel/fwdfinaldrive.html 2012/02/01

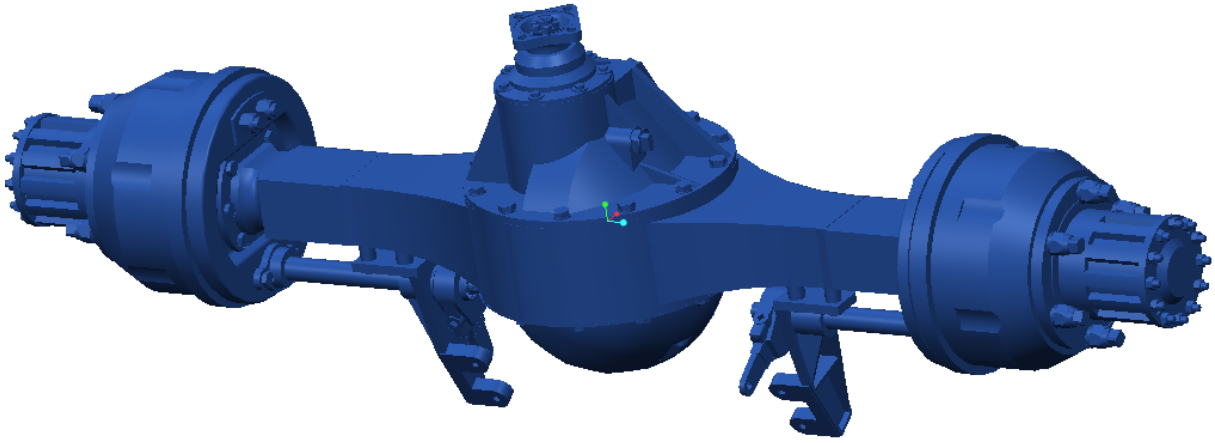
***Tiếng Nga***

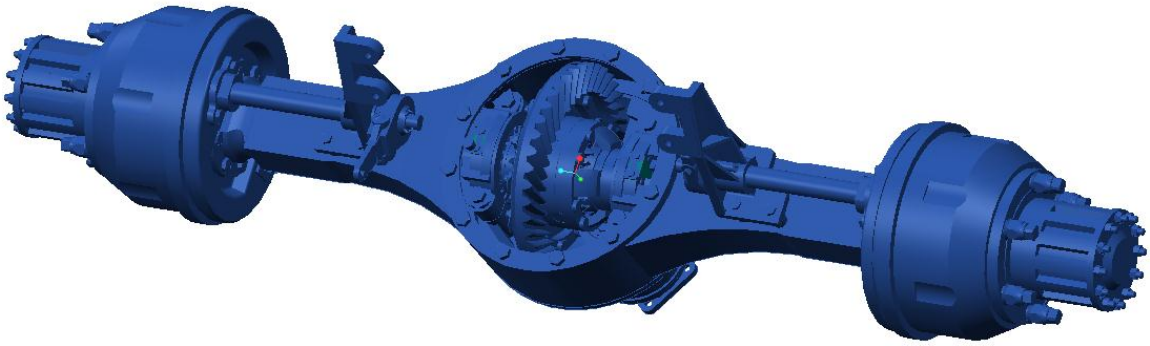
60. ТОКОСЪЕМНИК РТУТНО (1984), АМАЛЬГАМИРОВАННЫЙ ОНЦЕВОЙ ТРАК, Паспорт 13056.100.000 ПС.

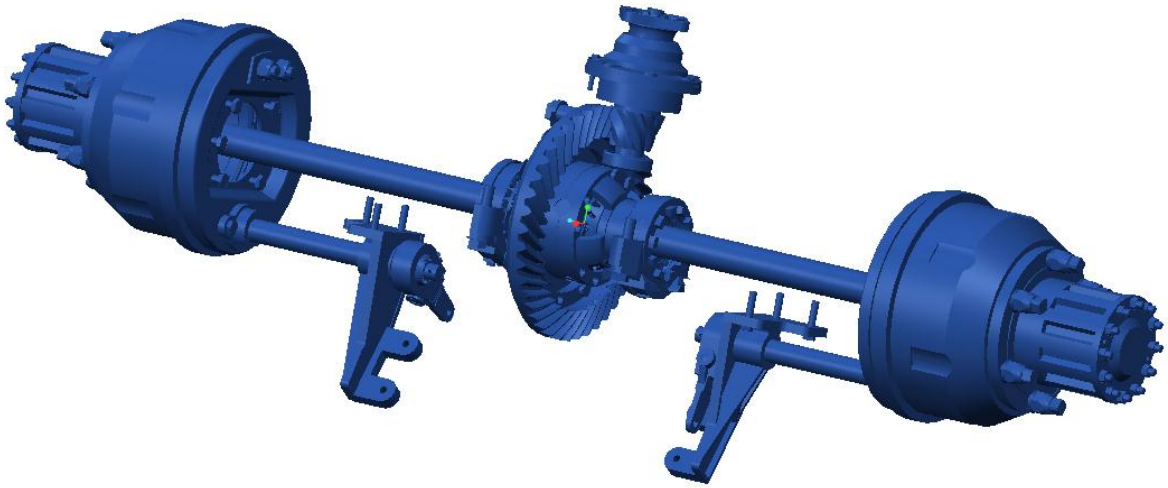
# PHỤ LỤC

# PHỤ LỤC 1

# BẢN VẼ THIẾT KẾ 3D CẦU SAU XE TẢI NHỎ

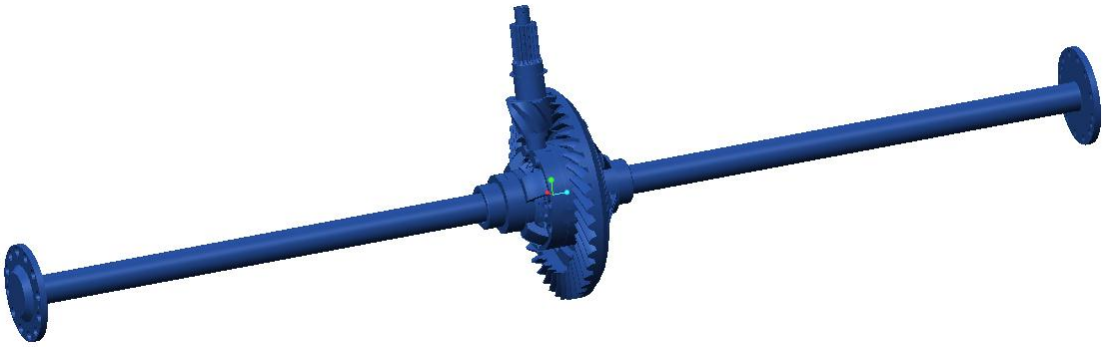


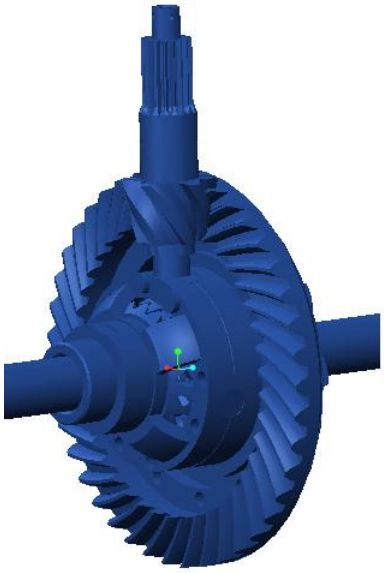


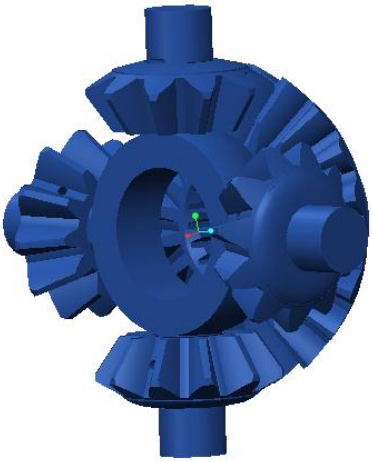


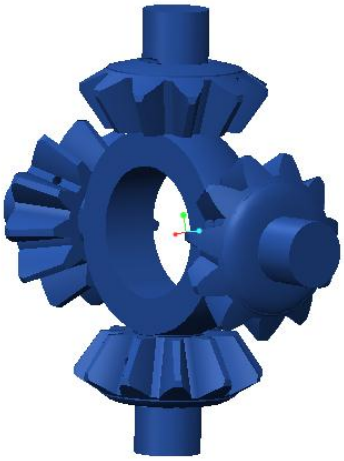
# PHỤ LỤC 2

# BẢN VẼ THIẾT KẾ 3D CƠ CẤU VI SAI



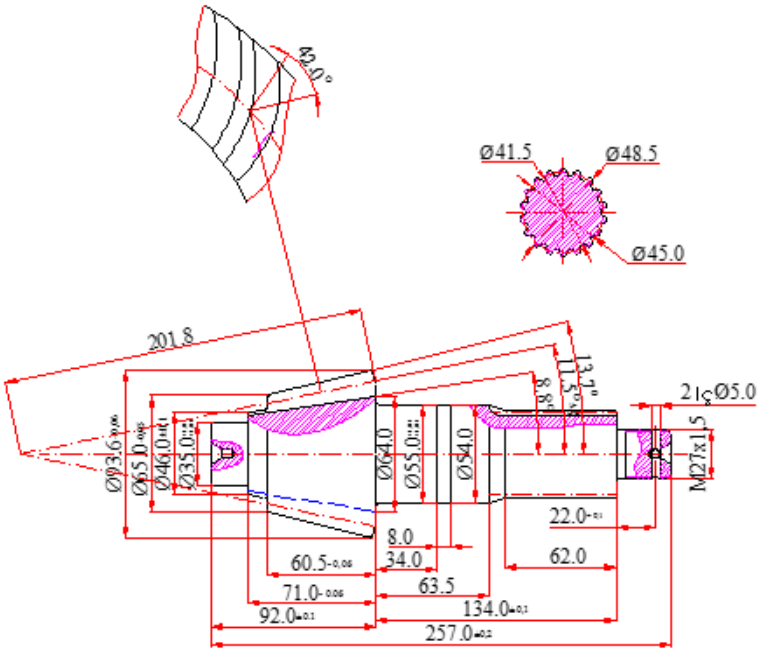






# PHỤ LỤC 3

# BẢN VẼ KỸ THUẬT BÁNH RĂNG CHỦ ĐỘNG TRUYỀN LỰC CHÍNH




1- Làm cùn cạnh sắc
2 - Thấm than sâu 0,9 -1,1 nhiệt luyện đạt độ cứng
vành răng58÷63 HRC phần còn lại 30÷35 HRC
3 - Độ đảo vành răng bánh răng và đầu then hoa so với ø55 ≤0.05
4 - Độ không đồng tâm giữa Ø55 và Ø35≤0,02
5 - Kiểm tra then hoa thân khai bằng ca líp tổng hợp

Bảng thông số then hoa thân khai

| TT | Thông số | Ký hiệu | |
|---|---|---|---|
| 1 | Số răng | Z | 18 |
| 2 | Mo đun | m | 2,5 |
| 3 | Góc profin răng | α | 30° |
| 4 | Đường kính đỉnh răng | $d_e$ | 48,5 |
| 5 | Đường kính vòng chia | d | 45 |
| 6 | Đường kính chân răng | $d_i$ | 41,5 |
| 7 | Chiều cao răng | h | 3,5 |
| 8 | Số răng đo | n | 3 |
| 9 | Pháp tuyến chung | L | 19,081 |
| 10 | Lượng dịch chỉnh profin gốc | | −0,375 |

Bảng thông số bánh răng côn

| | | |
|---|---|---|
| Mô đun pháp trung bình | $m_e$ | 7 |
| Số răng | Z | 6 |
| Kiểu răng | | răng |
| Dạng răng dọc | | cong |
| Góc nghiêng trung bình của răng | β | 50° |
| Hướng răng | | Trái |
| Prôfin gốc TCVN - 1066 | TCVN | |
| Hệ số dịch chỉnh | Xn | 0.12 |
| Hệ số thay đổi chiều dày răng | Xτ | 0.08 |
| Góc côn chia | δ | 11,30' |
| Đường kính danh nghĩa đầu dao | | 310 |
| Cấp chính xác | TOCT−175B | |
| Chiều dày pháp răng theo mặt cắt tính toán | Sn | 12,161 |
| vết tiếp súc theo chiều dài | % | ≥60 |

| Sđ | Slg | Số tài liệu | Chữ kí | Ngày |
|---|---|---|---|---|
| TKV | | | | |
| TKT | | | | |
| KTTC | | | | |
| KTCN | | | | |
| TP | | | | |
| Duyệt | | | | |

CụM CầU SAU XE TảI dưới 3 tấn

Bánh răng chủ động truyền lực chính

CS3T-001-004

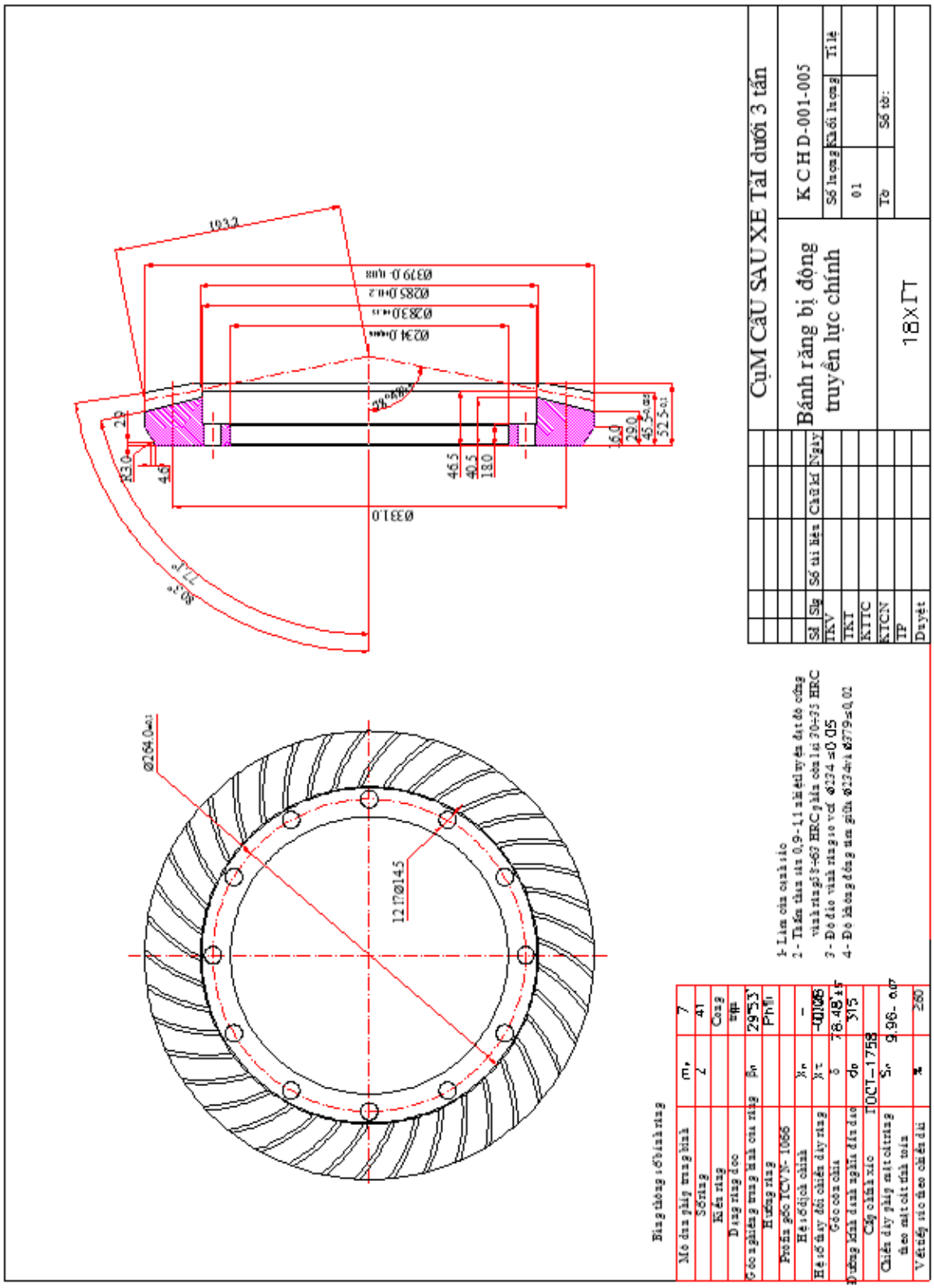
| Số lượng | Khối lượng | Tỉ lệ |
|---|---|---|
| 01 | | |

Tờ | Số tờ:

18XTT

## PHỤ LỤC 4

## BẢN VẼ KỸ THUẬT BÁNH RĂNG BỊ ĐỘNGTRUYỀN LỰC CHÍNH

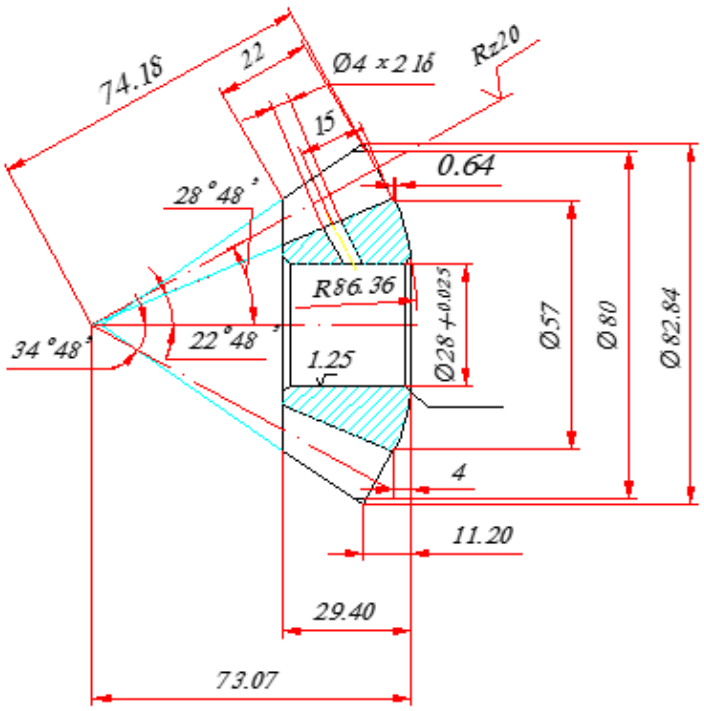



**PHỤ LỤC 5**

**BẢN VẼ KỸ THUẬT BÁNH RĂNG HÀNH TINH**

**PHỤ LỤC 6**

**BẢN VẼ KỸ THUẬT BÁNH RĂNG BÁN TRỤC**



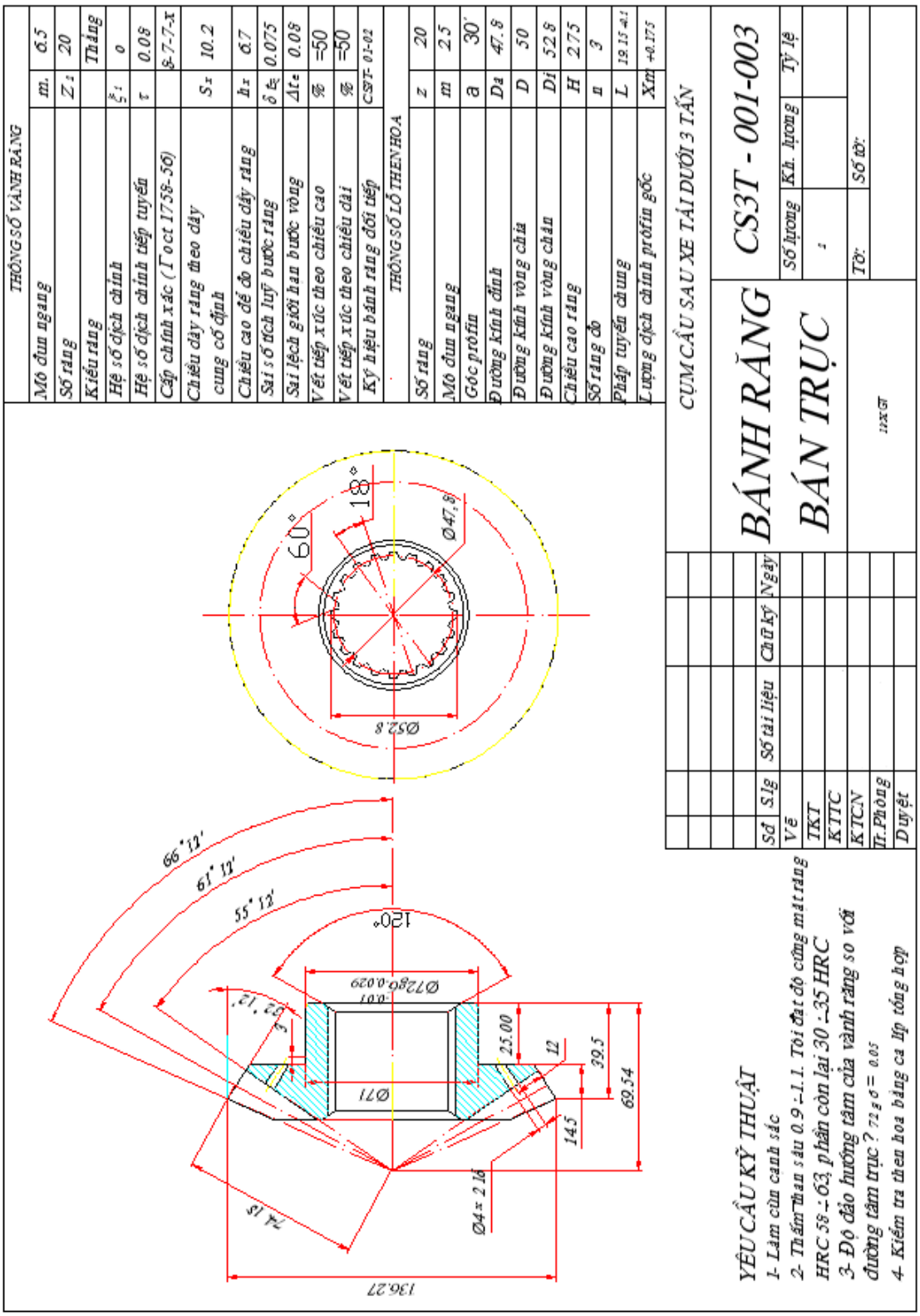

| | | |
|---|---|---|
| Mô đun ngang | $m_n$ | 6.5 |
| Số răng | $Z_1$ | 11 |
| Kiểu răng | | Thẳng |
| Hệ số dịch chỉnh | $\xi_1$ | 0 |
| Hệ số dịch chỉnh tiếp tuyến | $\tau$ | 0.08 |
| Cấp chính xác (Γ oct 1758-56) | | 8-7-7-x |
| Chiều dày răng theo dây cung cố định | $S_x$ | 10.2 |
| Chiều cao để đo chiều dầy răng | $h_x$ | 6.86 |
| Sai số tích luỹ bước răng | $\delta t_\Sigma$ | 0.05 |
| Sai lệch giới hạn bước vòng | $\Delta t_c$ | 0.08 |
| Vết tiếp xúc theo chiều cao | % | =50 |
| Vết tiếp xúc theo chiều dài | % | =50 |
| Ký hiệu bánh răng đối tiếp | | CS3T-01-03 |

## YÊU CẦU KỸ THUẬT

1- Thấm than sâu 0.9÷1.1 Nhiệt luyện vành răng đạt độ cứng 58÷63 HRC Còn lại đạt 30÷35HRC

2- Độ đảo hướng tâm của vành răng so tâm lỗ Ø 28+0.025 Cho phép ≤0.03

| | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | CỤM CẦU SAU XE TẢI DƯỚI 3 TẤN | |
| | | | | | BÁNH RĂNG HÀNH TINH | CS3T-002-002 |
| Sđ | S.lg | Số tài liệu | Chữ ký | Ngày | Số lượng: 4 | Kh. lượng: Tỷ lệ: |
| TKT | | | | | | |
| KTTC | | | | | | |
| KTCN | | | | | 18X GT | Tờ: Số tờ: |
| Tr.Phòng | | | | | | |
| Duyệt | | | | | | |




# PHỤ LỤC 7

# CHƯƠNG TRÌNH MATLAB TÍNH TOÁN MÔ MEN MA SÁT VI SAI

```
clear all
clc
%Ban kinh (m)
r1=68.3/2/1000;
r2=331/2/1000;
r3=59.85/2/1000;
r4=103.84/2/1000;
r5=r4;
rtr=r5;
r_chuthap=14/1000;
r_sa=73.07/1000;
r_sa_mm=73.07;%mm
r1_1=0.036;
r2_1=0.059;
rb=0.5;
%He so a
a1=r2/r1
a2=r4/(2*r3)
Sk_ht=161.668; %mm^2
Sk_bt=2012.632;
%momen quan tinh (kg.m^2)
I1=0.002;
I2=0.6;
I3=0.0003;
I4=3.5e-3+1.884;
I5=I4;
A=I1*(a1^2/4)+I2/4+I4+2*I3*a2^2;
```

```
B=I1*(a1^2/4)+I2/4-2*I3*a2^2;
%trong luong tac dong len banh xe(N)
G=(2550/2)*10;
%Goc banh rang (rad)
alpha=20*pi/180;
delta_bt=((61+(12/60))*pi)/180;
delta_ht=((28+(48/60))*pi)/180;
delta_ht0=((12+(10/60))*pi)/180;
delta_ht1=((22+(48/60))*pi)/180;
%Hieu suat truyen luc
hieu_suat_chinh=0.95;
%he so ma sat
mu=0.2;
% Luc chu dong
M1=320*2.45;
M2=M1.*a1;
% Ft1=M1/r1;
Ft2=M2./(2*r4)
X_bt=Ft2.*(tan(alpha)*sin(delta_bt));
%Luc ma sat
Mms31_2=Ft2*r_chuthap*(mu/sqrt(1+mu^2))*(pi/2)
Mms32=(mu*r_sa.*(M2./(2*r5))*tan(alpha)*sin(delta_ht)).*((cos(delta_ht1+del
ta_ht0)*...
    sin(delta_ht1-delta_ht0)-(delta_ht1-delta_ht0))/...
    (sin(delta_ht1+delta_ht0)*sin(delta_ht0-delta_ht1)))
Mms4=((2/3)*mu*X_bt.*(r2_1^3-r1_1^3))/(r2_1^2-r1_1^2)
```

```
Mms32_bo=(mu*r_sa.*(M2./(2*r5))*tan(alpha)*sin(delta_ht)).*(cos(delta_ht1+
delta_ht0)*...
    sin(delta_ht1-delta_ht0)-(delta_ht1-delta_ht0)-(Sk./(pi*r_sa_mm^2)))/...
    ((sin(delta_ht1+delta_ht0)*sin(delta_ht0-delta_ht1)))
```

# PHỤ LỤC 8

## CHƯƠNG TRÌNH MATLAB TÍNH TOÁN HIỆU SUẤT VI SAI

```
clear all
clc
r1=68.3/2/1000;
r2=331/2/1000;
r3=59.85/2/1000;
r4=103.84/2/1000;
r5=r4;
rtr=r5;
r_chuthap=14/1000;
l=0.8*r_chuthap
r_sa=73.07/1000;
r_sa_mm=73.07;%mm
r1_1=0.036;
r1_1_mm=0.036*1000;
r2_1=0.059;
r2_1_mm=0.059*1000;
rtx=47/1000%mm
rb=0.45;
%He so a
a1=r2/r1
a2=r4/(2*r3)
%momen quan tinh (kg.m^2)
I1=0.002;
I2=0.6;
I3=0.0003;
```

```
I4=3.5e-3+2;
I5=I4;
A=(I1*a1^2)/4+I2/4+I4+2*I3*a2^2;
B=(I1*a1^2)/4+I2/4-2*I3*a2^2;
%trong luong tac dong len banh xe(N)
G=(2550/2)*10;
%Goc banh rang (rad)
alpha=20*pi/180;
delta_bt=((61+(12/60))*pi)/180;
delta_ht=((28+(48/60))*pi)/180;
delta_ht0=((12+(10/60))*pi)/180;
delta_ht1=((22+(48/60))*pi)/180;
hieu_suat_chinh=0.95;
%he so ma sat
mu=0.1;
M1=320*2.45;
M2=M1.*a1;
Ft2=M2./(2*r4)
X_bt=Ft2.*(tan(alpha)*sin(delta_bt));
%Luc ma sat
Mms31=Ft2*r_chuthap*(mu./sqrt(1+mu.^2))*(pi/2)
Mms31_khoan=asin(l/r_chuthap)*Ft2*r_chuthap*(mu/sqrt(1+mu.^2));
Mms31_giam=Mms31-Mms31_khoan
l_ht_tr=pi*(r_chuthap/(2*r3))*(mu./sqrt(1+mu.^2))*0.7527
Mms32=(mu.*r_sa.*(M2./(2*r5))*tan(alpha)*sin(delta_ht)).*((cos(delta_ht1+de
lta_ht0)*...
    sin(delta_ht1-delta_ht0)-(delta_ht1-delta_ht0))/...
```

```
    (sin(delta_ht1+delta_ht0)*sin(delta_ht0-delta_ht1)))
l_ht_d=((mu*(r_sa/r3))*tan(alpha)*sin(delta_ht))*((cos(delta_ht1+delta_ht0)*...
    sin(delta_ht1-delta_ht0)-(delta_ht1-delta_ht0))/...
    (sin(delta_ht1+delta_ht0)*sin(delta_ht0-delta_ht1)))*0.7527
Mms4=((2/3)*mu.*X_bt.*(r2_1^3-r1_1^3))/(r2_1^2-r1_1^2)
l_bt_v=(1/3)*mu*tan(alpha)*sin(delta_bt)*(((r2_1^3-r1_1^3))/((r2_1^2-
r1_1^2)*rtr))*0.7527
Hieu_suat_vi_sai=1-(l_ht_tr+l_ht_d+l_bt_v)
```

# PHỤ LỤC 9

# CHƯƠNG TRÌNH MATLAB TÍNH TOÁN HIỆU SUẤT VI SAI THAY ĐỔI KẾT CẤU

```
clear all
clc

%Ban kinh (m)
r1=68.3/2/1000;
r2=331/2/1000;
r3=59.85/2/1000;
r4=103.84/2/1000;
r5=r4;
rtr=r5;
r_chuthap=14/1000;
l=0.8*r_chuthap
r_sa=73.07/1000;
r_sa_mm=73.07;%mm
r1_1=0.036;
r1_1_mm=0.036*1000;
r2_1=0.059;
r2_1_mm=0.059*1000;
rtx=47/1000%mm
rb=0.5;

%He so a
a1=r2/r1
a2=r4/(2*r3)

 Sk=161.668; %mm^2
 Sk_bt=2010.62;%mm^2
%momen quan tinh (kg.m^2)
I1=0.002;
I2=0.6;
I3=0.0003;
I4=3.5e-3+2;
I5=I4;
A=(I1*a1^2)/4+I2/4+I4+2*I3*a2^2;
B=(I1*a1^2)/4+I2/4-2*I3*a2^2;
```

```
%trong luong tac dong len banh xe(N)
G=(2550/2)*10;

%Goc banh rang (rad)
alpha=20*pi/180;
delta_bt=((61+(12/60))*pi)/180;
delta_ht=((28+(48/60))*pi)/180;
delta_ht0=((12+(10/60))*pi)/180;
delta_ht1=((22+(48/60))*pi)/180;

%Hieu suat truyen luc
hieu_suat_chinh=0.96;

%he so ma sat
mu=0.1;
M1=320*2.45;
M2=M1.*a1;
Ft2=M2./(2*r4)
X_bt=Ft2.*(tan(alpha)*sin(delta_bt));
%Luc ma sat


Mms31=Ft2*r_chuthap*(mu./sqrt(1+mu.^2))*(pi/2)
Mms31_khoan=asin(l/r_chuthap)*Ft2*r_chuthap*(mu/sqrt(1+mu.^2));
Mms31_giam=Mms31-Mms31_khoan

l_k_ht_tr=asin(l/r_chuthap)*(r_chuthap/r3)*(mu./sqrt(1+mu.^2))*0.390

Mms32=(mu.*r_sa.*(M2./(2*r5))*tan(alpha)*sin(delta_ht)).*((cos(delta_ht1+de
lta_ht0)*...
    sin(delta_ht1-delta_ht0)-(delta_ht1-delta_ht0))/...
    (sin(delta_ht1+delta_ht0)*sin(delta_ht0-delta_ht1)))

l_k_ht_d=((mu*(r_sa/r3))*tan(alpha)*sin(delta_ht))*((cos(delta_ht1+delta_ht0)
*...
    sin(delta_ht1-delta_ht0)-(delta_ht1-delta_ht0))/...
    (sin(delta_ht1+delta_ht0)*sin(delta_ht0-delta_ht1))-
((Sk)./(pi*r_sa_mm^2*sin(delta_ht1+delta_ht0)*sin(delta_ht0-
delta_ht1))))*0.3904
```

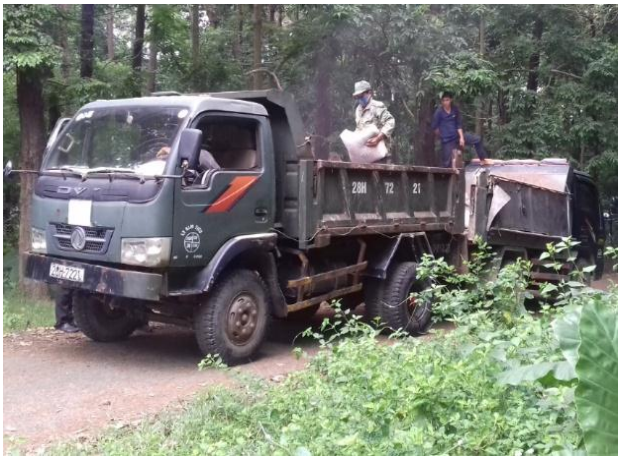
Mms32_khoan=-1*(mu*r_sa.*(M2./(2*r5))*tan(alpha)*sin(delta_ht)).*((Sk)./(pi*r_sa_mm^2*sin(delta_ht1+delta_ht0)*sin(delta_ht0-delta_ht1)))
Mms32_giam=Mms32-Mms32_khoan

Mms4=((2/3)*mu.*X_bt.*(r2_1^3-r1_1^3))/(r2_1^2-r1_1^2)
Mms4_khoan=(mu*X_bt.*Sk_bt.*rtx)./(pi*(r2_1_mm^2-r1_1_mm^2));
Mms4_giam=Mms4-Mms4_khoan

l_k_bt_v=mu*tan(alpha)*sin(delta_bt)*(((r2_1^3-r1_1^3))/((r2_1^2-r1_1^2)*(3*rtr))-(Sk_bt*rtx)/(2*rtr*pi*(r2_1_mm^2-r1_1_mm^2)))*0.3904
Hieu_suat_vi_sai_k=1-(l_k_ht_tr+l_k_ht_d+l_k_bt_v)

## PHỤ LỤC 10

## MỘT SỐ HÌNH ẢNH THÍ NGHIỆM



HBM
HOTTINGER BALDWIN MESSTECHNIK GMBH
COMMUNICATION
WAITING FOR COMMAND
MEASUREMENT
WAITING FOR TRIGGER
STATUS
SYSTEM REQUEST

72
21