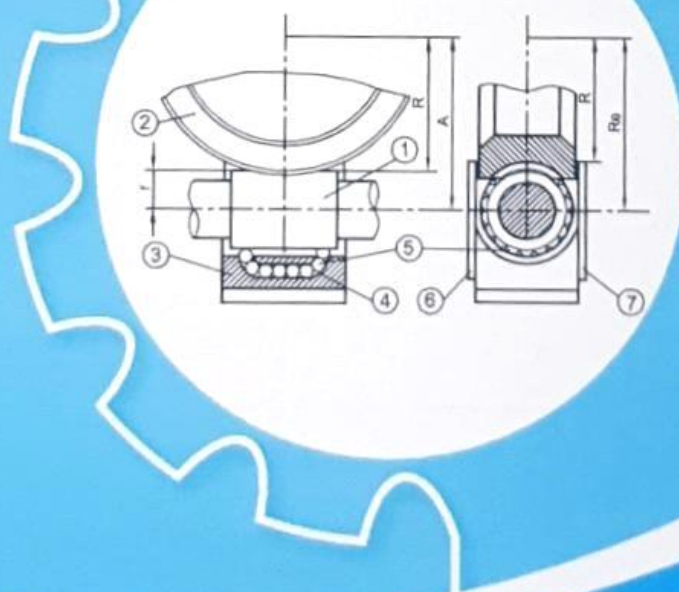


GS. TSKH. NGND. NGUYỄN THIỆN PHÚC

LÝ THUYẾT ĂN KHỚP BÁNH RĂNG KHÔNG GIAN

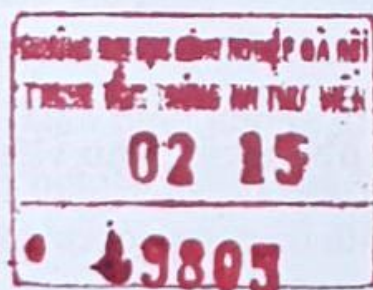
TIẾP XÚC ELIP VỚI MÀNG DẦU THỦY ĐỘNG
VÀ HỆ THỐNG BÁNH RĂNG MA SÁT LĂN



NHÀ XUẤT BẢN BÁCH KHOA HÀ NỘI

GS. TSKH. NGND. NGUYỄN THIỆN PHÚC

**LÝ THUYẾT ẮN KHỚP BÁNH RĂNG KHÔNG GIAN
TIẾP XÚC ELIP VỚI MÀNG DẦU THỦY ĐỘNG
VÀ HỆ THỐNG BÁNH RĂNG MA SÁT LẤN**



NHÀ XUẤT BẢN BÁCH KHOA HÀ NỘI

LỜI NÓI ĐẦU

Bánh răng là một trong các bộ phận quan trọng bậc nhất của máy móc và có ảnh hưởng rất lớn đến kích cỡ của cả hệ thống thiết bị. Không phải ngẫu nhiên mà người ta thường dùng hình ảnh bánh răng làm biểu tượng cho lĩnh vực công nghiệp. Bánh răng đã có từ lâu đời, nhưng luôn luôn được phát triển và đổi mới.

Ngày nay, các hệ thống thiết bị hầu như đã được điều khiển số và trong đó khá nhiều thiết bị là di động. Chúng đặt ra những yêu cầu mới đối với các thiết bị cơ khí chấp hành. Trong đó, trước hết phải kể đến các yêu cầu cơ bản đối với các truyền động bánh răng, như: triệt tiêu khe hở cạnh răng để tránh hiện tượng trể trong điều khiển khi đảo chiều quay; kích cỡ các truyền động phải cho gọn nhẹ đi rất nhiều vì nếu không sẽ làm cả hệ thống thiết bị trở nên cồng kềnh, nặng nề, không đáp ứng được yêu cầu di động linh hoạt; giảm tổn thất năng lượng tiêu hao để kéo dài thời gian làm việc liên tục, điều này đặc biệt quan trọng đối với các thiết bị di động chạy bằng pin – ắc quy. Vì thế, trong thời kỳ Cách mạng Công nghiệp 4.0 ngày nay, hơn bao giờ hết cần yêu cầu cao và đổi mới các loại truyền động bánh răng.

Lý thuyết ăn khớp bánh răng không gian hiện đại là cơ sở khoa học cho sự phát triển công nghiệp bánh răng, nhằm đáp ứng các yêu cầu đổi mới nói trên. Nếu gọi phương pháp cổ điển trong lý thuyết ăn khớp bánh răng là các phương pháp dựa trên cơ sở lý thuyết bao hình trong hình học vi phân, thì nên gọi phương pháp động học là một trong các phương pháp tiên tiến. GS. Koltrin N. I. là một trong những người đặt nền móng và GS Litvin F. L là người phát triển tương đối hoàn chỉnh phương pháp động học trong lý thuyết ăn khớp bánh răng không gian.

Trong luận văn TSKH và tiếp theo đó, tác giả đã phát triển một phương pháp động học 3D, có thể gọi tên là phương pháp tam diện động trong lý thuyết ăn khớp bánh răng không gian. Đặc điểm của phương pháp này là ngoài việc sử dụng tam diện Darbu của lý thuyết bề mặt,

còn dùng các tam diện Frene trên bộ các đường xoắn ốc của chuyển động tương đối giữa hai trục bánh răng.

Phương pháp tam diện động này đã tích hợp được cả ba ưu điểm: 1) Ưu điểm của phương pháp Darbu trong lý thuyết bề mặt của hình học vi phân với thực chất là biểu thị mọi tính chất hình học của bề mặt đều phản ánh trong quy luật chuyển động của tam diện Darbu khi đỉnh của nó bò trên bề mặt; 2) Ưu điểm của phương pháp động học trong lý thuyết ăn khớp bánh răng với bản chất là khi biết được phương trình điều kiện ăn khớp, là tích vô hướng của vectơ pháp tuyến chung và vectơ vận tốc tương đối bằng không và biết mặt răng chủ động thì mặt răng bị động hoàn toàn được xác định; 3) Ưu điểm của phương pháp dùng hệ tọa độ xoắn ốc gắn liền với bộ các đường xoắn ốc làm nơi xuất phát mọi việc tính toán các thông số hình – động học ăn khớp sẽ đơn giản đi rất nhiều, có lẽ là do thuận với lẽ tự nhiên, vì xuất phát điểm của truyền động giữa hai trục bánh răng là chuyển động tương đối giữa chúng, rồi sau đó mới nói tới dạng các mặt răng.

Nhờ vậy, theo phương pháp tam diện động này, việc tính toán các thông số hình – động học ăn khớp không còn quá phức tạp. Độ cong các mặt răng được xác định bằng công thức, tránh phải giải các hệ phương trình siêu việt. Vết tiếp xúc cũng được xác định bằng công thức, nên rất thuận tiện trong việc tính toán điều khiển vết tiếp xúc theo yêu cầu. Trên cơ sở đó đã xây dựng được các phương pháp tổng hợp ăn khớp và thiết kế tối ưu các truyền động ăn khớp.

Quá trình phát triển của lý thuyết ăn khớp bánh răng, kể từ sau khi xuất hiện các phương pháp động học, có thể chia thành ba giai đoạn:

– Ở giai đoạn thứ nhất, khi triển khai nhiều công trình nghiên cứu tính toán bánh răng, vấn đề đặt ra chỉ là bài toán tạo hình. Khi cho biết mặt răng sinh 1, liên quan đến dụng cụ dao cắt răng, thì mục đích cần đạt là phải xác định được mặt răng của bánh răng 2, rồi tiến hành chế tạo nó. Sau khi đã hoàn thành xong việc chế tạo và nhiệt luyện, cả hai bánh răng của bộ truyền sẽ được tiếp tục gia công tinh công đoạn cuối bằng nhiều giải pháp khác nhau nhằm cục bộ hóa vết tiếp xúc (localized contact trace) và kiểm tra thực nghiệm xem vết tiếp xúc có chấp nhận được không. Những cơ sở sản xuất bánh răng có uy tín chủ yếu bằng

các nghiên cứu thực nghiệm, tích lũy nhiều kinh nghiệm và đã xây dựng thành những quy trình gia công tinh công đoạn cuối như những bí quyết của cơ sở mình.

– Giai đoạn thứ 2 tiếp theo từ cuối những năm 60 thế kỷ XX, việc nghiên cứu lý thuyết bánh răng có nhiều bước tiến quan trọng là đã bắt đầu xác định được vết tiếp xúc bằng tính toán. Nếu sau khi tính toán ra thấy vết tiếp xúc chưa thật hợp lý thì phải chỉnh định lại và xuất hiện nhiều phương pháp khác nhau để thực hiện nội dung công việc này. Để xác định vết tiếp xúc thì phải tính toán độ cong của các mặt răng tiếp xúc với nhau. Tính toán độ cong các mặt răng của bánh răng không gian là bài toán khá phức tạp. Do vậy, nhiệm vụ sẽ khó khăn hơn nhiều so với nhiệm vụ tạo hình đơn thuần.

Như vậy, ở giai đoạn thứ 2 đã có bước tiến lớn, gần với thực tế hơn, nhưng lúc thiết kế tổng hợp ăn khớp vẫn chưa tính tới những gì sẽ xảy ra khi các mặt răng tiếp xúc với nhau dưới tác động của tải trọng gây ra biến dạng, phát sinh nhiệt tiếp xúc, biến đổi các trạng thái ma sát và nhất là khi có hiệu ứng chêm dầu thì có thể làm thay đổi bản chất của sự truyền lực... Sự tồn tại của màng dầu thủy động không những để bôi trơn mà lúc đó hai mặt răng sẽ không trực tiếp tiếp xúc với nhau mà truyền lực qua màng dầu và quan trọng hơn là do hiệu ứng hình chêm, nó có thể làm tăng đột biến khả năng chịu tải của bộ truyền bánh răng.

– Giai đoạn thứ 3 bắt đầu từ các nhiệm vụ, ngay trong giai đoạn thiết kế, cần xem xét các ảnh hưởng của các hiện tượng vật lý xảy ra ở vùng tiếp xúc và truyền lực giữa hai mặt răng, nhất là đảm bảo khả năng tồn tại ở đó màng dầu thủy động. Nội dung này đã thu hút không ít những công trình nghiên cứu trong những thập kỷ gần đây.

Hiệu ứng của chêm dầu thủy động tiếp xúc đã được khai thác rất hiệu quả trong một số lĩnh vực kỹ thuật và ngay cả trong đời sống, ví dụ như trong công nghiệp ổ trượt hoặc trong thể thao lướt ván. Cũng như trường hợp ổ trượt, đối với trường hợp ổ lăn, có không ít các công trình nghiên cứu về sự phân bố áp lực trên các viên bi nằm phần phía dưới của ổ. Trong đó có một công trình rất ấn tượng là bài báo của Viện sỹ Kapitsa P.L., đã xây dựng được các mô hình toán mô tả sự phân bố

áp lực trong màng dầu bôi trơn khi viên bi tròn tiếp xúc với mặt phẳng và đã lý giải được tại sao tuy tiếp điểm có diện tích cực nhỏ mà ổ bi lại chịu được lực tải rất lớn.

Vận dụng cho trường hợp các bộ truyền bánh răng, trong luận văn TSKH của tác giả đã khảo sát trường hợp tổng quát hơn. Đây là trường hợp ăn khớp tiếp xúc elip, chứ không phải tiếp xúc đường hoặc tiếp xúc điểm, giữa các bề mặt có dầu bôi trơn, vừa có lăn vừa có trượt, chứ không phải chỉ có trượt như trong ổ trượt hoặc chỉ có lăn như trong ổ lăn. Nội dung nghiên cứu này, cả phần lý thuyết tổng quát và phần thực nghiệm công phu, đã lập nên những cơ sở để xây dựng các tiêu chí đánh giá chất lượng ăn khớp và phương pháp tổng hợp ăn khớp theo yêu cầu.

Trên cơ sở các kết quả nghiên cứu đã trình bày trong luận văn về nội dung khảo sát cặp bề mặt răng đối tiếp dùng phương pháp tam diện động, về việc tính toán độ cong ở dạng các công thức, về cách xác định vết tiếp xúc như tổ hợp các elip tiếp xúc tức thời và về cách thức điều khiển chúng theo yêu cầu, tác giả đã thiết lập được phương pháp tổng hợp ngược để thiết kế các bộ truyền bánh răng với yêu cầu cao về chất lượng ăn khớp.

Đây là phương pháp chủ động tạo hình để có vết tiếp xúc tốt, elip tức thời với kích cỡ hợp lý được tạo hướng di chuyển thích hợp để trong quá trình ăn khớp sẽ hình thành nên vết tiếp xúc mong muốn. Trên cơ sở đó đã hình thành một phương pháp mới, gọi là phương pháp tổng hợp ngược tạo hình bánh răng theo chất lượng yêu cầu.

Tuy nhiên, cần theo một tiêu chí hợp lý về kích cỡ và hướng di chuyển của elip tiếp xúc. Tiêu chí này không chỉ đảm bảo cho vết tiếp xúc có được vị thế tốt trên mặt răng, mà còn tạo điều kiện tốt nhất để dễ hình thành chêm dầu bôi trơn, tức là để hai mặt răng đối tiếp sẽ cách biệt nhau bởi một màng dầu truyền được lực tải lớn.

Các kết quả nghiên cứu tính toán cũng đã chứng tỏ rằng, trong số nhiều phương án có thể chọn làm biên dạng các mặt răng đối tiếp thì triển vọng nhất là cặp mặt lồi – lõm (convex – concave) với giá trị tuyệt đối của độ cong xấp xỉ bằng nhau. Điều đó sẽ làm tăng diện tích tiếp xúc và tạo ra hiệu ứng hình chêm dầu mạnh hơn nhiều. Việc xác định

hợp lý các thông số hình học và động học đối với hình chêm đầu là rất quan trọng để đảm bảo cho khả năng chịu tải của bộ truyền bánh răng sẽ tăng cao đột biến.

Từ chương 1 đến hết chương 5 của luận văn, tác giả đã trình bày chi tiết các nội dung chủ yếu nói trên. Trong chương 6 và chương 7 là phần ứng dụng những kết quả nghiên cứu đó để tiến hành giải quyết một nhiệm vụ thực tế là phân tích đánh giá chất lượng ăn khớp và thiết kế theo yêu cầu đặt trước cho truyền động bánh răng hypoid và bánh răng nón răng cong bán bao hình, như các ví dụ minh họa. Tác giả cũng đã đề xuất phương pháp thiết kế tối ưu và áp dụng cho bộ truyền bánh răng hypoid. Các phương pháp này đã được áp dụng thử nghiệm có hiệu quả tốt ở Nhà máy ô tô Matxcova mang tên Kosomon Lênin và có kế hoạch đưa vào ứng dụng tại đây, như đã ghi nhận ở trang cuối của Bản tóm tắt Luận văn [250].

Trên cơ sở các kết quả nghiên cứu qua các giai đoạn phát triển đó, tác giả cũng đã xác định được con đường tiếp cận các phương pháp sáng tạo ra các loại bánh răng chất lượng cao. Các tiêu chí định hướng nâng cao chất lượng ăn khớp như là vết tiếp xúc điều khiển được để đạt được vị trí thuận lợi của nó trên mặt răng, luôn luôn có cặp bề mặt đối tiếp là cặp mặt lồi – lõm và đảm bảo khả năng xuất hiện màng dầu thủy động tiếp xúc là rất rõ ràng. Một giải pháp có tính chiến lược là phải làm sao cho giữa hai mặt răng đối diện sẽ tồn tại ma sát lăn. Nếu đạt được điều này là đã đảm bảo được cả ba tiêu chí kể trên. Phát triển theo định hướng này, trong thời gian kế tiếp sau đó, tác giả đã tiến hành nhiều công trình nghiên cứu và đã xây dựng được hệ thống bánh răng ăn khớp với ma sát lăn. Các nội dung đó được giới thiệu trong chương 8. Cuối mỗi chương đều có phần kết luận, thay cho phần kết luận chung.

Như vậy, trong cuốn sách này gồm có tám chương, ngoài chương cuối có nội dung như vừa nhắc đến, còn bảy chương đầu là các nội dung của luận văn TSKH của tác giả, đã bảo vệ thành công năm 1978 tại Hội đồng Khoa học Trường Đại học Bách khoa Leningrad, nay là Trường Đại học Tổng hợp kỹ thuật Saint Petersburg, Liên bang Nga. Bản gốc cuốn luận văn và cuốn tóm tắt luận văn hiện đang được lưu trữ tại thư

viện Trung tâm Di sản các nhà khoa học Việt Nam. Tài liệu tham khảo gồm hai phần, phần A là danh mục sách báo với các số thứ tự được giữ nguyên như trong luận văn, phần B là phần bổ sung thêm để phục vụ chương 8.

Chúng tôi rất mong nhận được và chân thành cảm ơn sự đóng góp ý kiến của bạn đọc xa gần. Các ý kiến xin gửi về Nhà xuất bản Bách khoa Hà Nội, ngõ 17 Tạ Quang Bửu, Hai Bà Trưng, Hà Nội.

GS. TSKH. NGND. Nguyễn Thiện Phúc

MỤC LỤC

LỜI NÓI ĐẦU	3
Chương 1. LÝ THUYẾT ĂN KHỚP BÁNH RĂNG KHÔNG GIAN VÀ PHƯƠNG PHÁP TAM DIỆN ĐỘNG.....	15
1.1. Tóm lược tổng quan về lý thuyết ăn khớp bánh răng không gian	15
1.2. Những quan hệ cơ bản của các bề mặt tiếp xúc.....	18
1.3. Các chỉ tiêu chất lượng động học cơ bản.....	25
1.3.1. Các quan hệ động học cơ bản	25
1.3.2. Xác định các chỉ tiêu chất lượng ăn khớp tiếp xúc đường	26
1.4. Xác định độ cong của các mặt răng đối tiếp	31
1.4.1. Quan hệ độ cong của các mặt răng đối tiếp trong pháp diện	31
1.4.2. Các độ cong pháp diện của các mặt răng theo phương vector vận tốc tương đối và theo phương vuông góc với đường tiếp xúc	34
1.5. Phương pháp chọn lựa thông số tốt nhất của các mặt răng.....	36
1.6. Tiệm cận con đường phát triển mới các truyền động bánh răng.....	42
1.7. Kết luận chương 1.....	43
Chương 2. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG TIẾP XÚC ELIP	46
2.1. Tóm lược về hiện trạng truyền động bánh răng tiếp xúc elip	46
2.2. Các quan hệ cơ bản giữa các bề mặt tiếp xúc và một số vấn đề về tổng hợp ăn khớp bánh răng	51

2.2.1. Các quan hệ cơ bản giữa các bề mặt tiếp xúc.....	51
2.2.2. Một số vấn đề về tổng hợp ăn khớp bánh răng	53
2.3. Tổng hợp ăn khớp theo yêu cầu về elip tiếp xúc	55
2.4. Các đặc tính hình – động học khi tiếp xúc elip và ăn khớp đôi tiếp	60
2.5. Các đặc tính hình – động học ăn khớp đôi tiếp gần đúng .	62
2.6. Kết luận chương 2	70
Chương 3. MÔ HÌNH TIẾP XÚC CÁC MẶT RĂNG.....	72
3.1. Về mô hình hóa sự tiếp xúc các mặt răng với các con lăn .	72
3.2. Sơ đồ hệ thống thiết bị và các nhiệm vụ đặt ra nghiên cứu	73
3.3. Thiết bị thí nghiệm mô hình hóa.....	75
3.4. Phương pháp nghiên cứu thực nghiệm	79
3.4.1. Đo lường tổn thất do ma sát và nhiệt độ tiếp xúc.....	79
3.4.2. Đo chiều dày màng dầu giữa hai bề mặt tiếp xúc.....	80
3.5. Tính toán các thông số hình học và động học cơ bản của cặp con lăn dùng trong các thí nghiệm.....	81
3.6. Nghiên cứu thực nghiệm về hệ số ma sát	88
3.7. Kết luận chương 3	97
Chương 4. MỘT SỐ VẤN ĐỀ VỀ CƠ HỌC TIẾP XÚC ELIP.....	99
4.1. Về những vấn đề cần nghiên cứu đang đặt ra	99
4.2. Sự phân bố áp lực trong màng dầu thủy động khi tiếp xúc elip.....	102
4.3. Lực nâng của màng dầu thủy động tiếp xúc.....	109
4.4. Chiều dày màng dầu thủy động tiếp xúc.....	115
4.5. Lực ma sát khi tiếp xúc thủy động	119
4.6. Nhiệt tiếp xúc elip.....	127
4.7. Kết luận chương 4	138

Chương 5. PHÂN TÍCH CÁC CHỈ TIÊU CHẤT LƯỢNG ĂN KHỚP	
BÁNH RĂNG.....	140
5.1. Vết tiếp xúc.....	140
5.2. Ảnh hưởng của kích cỡ và hình dạng elip tiếp xúc đến chất lượng ăn khớp.....	143
5.3. Ảnh hưởng của các phương vận tốc lăn và vận tốc trượt đến chất lượng ăn khớp.....	146
5.4. Tỷ số đối chiếu chiều dày màng dầu	150
5.5. Hiệu suất truyền động bánh răng	153
5.6. Sự biến động của tỷ số truyền.....	156
5.6.1. Ảnh hưởng của biện pháp “tăng độ cong” mặt răng.....	156
5.6.2. Ảnh hưởng của các sai số	164
5.6.3. Ảnh hưởng của biến dạng các mặt răng.....	169
5.7. Kết luận chương 5.....	172

Chương 6. PHÂN TÍCH CHẤT LƯỢNG ĂN KHỚP, ÁP DỤNG	
CHO CÁC TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG HYPOID	
VÀ BÁNH NÓN RĂNG CONG, TẠO HÌNH BẰNG	
BÁNH RĂNG SINH PHẪNG.....	174
6.1. Phương pháp phân tích chất lượng ăn khớp	174
6.2. Các quan hệ cơ bản về hình học và động học của truyền động bánh răng hypoid và bánh nón răng cong, tạo hình bằng bánh răng sinh phẳng	176
6.3. Xác định độ cong các mặt răng	185
6.4. Elip tiếp xúc và vết tiếp xúc	188
6.5. Xác định chiều dày màng dầu và hiệu suất truyền động.191	
6.6. Ảnh hưởng của các sai số	194
6.7. Kết luận chương 6.....	203

Chương 7. THIẾT KẾ TỐI ƯU TRUYỀN ĐỘNG ĂN KHỚP GÀN ĐÚNG ÁP DỤNG CHO BÁNH RĂNG HYPOID BÁN BAO HÌNH.....	204
7.1. Về vấn đề thiết kế tối ưu truyền động ăn khớp	204
7.2. Đặt bài toán về thiết kế tối ưu truyền động ăn khớp và phương pháp giải.....	205
7.2.1. Đặc điểm bài toán thiết kế tối ưu các truyền động ăn khớp gần đúng	205
7.2.2. Các quan hệ giữa tiêu chí chất lượng ăn khớp gần đúng và các thông số thực hiện thao tác tăng độ cong mặt răng ..	207
7.2.3. Thuật toán thiết kế tối ưu các truyền động ăn khớp gần đúng	213
7.3. Các quan hệ cơ bản của bộ truyền bánh răng hypoid bán bao hình	216
7.3.1. Xây dựng tam diện động tại điểm tính toán	217
7.3.2. Các thông số hình học và động học cơ bản của bộ truyền	222
7.4. Thiết kế tối ưu bộ truyền bánh răng bán bao hình hypoid với mức biến thiên tỷ số truyền nhỏ nhất.....	223
7.5. Kết luận chương 7	228
Chương 8. HỆ THỐNG BÁNH RĂNG MA SÁT LĂN	230
8.1. Đặt vấn đề	230
8.2. Các giai đoạn phát triển	230
8.3. Con đường tiệm cận cách phát triển mới các truyền động bánh răng	232
8.3.1. Các tiêu chí định hướng nâng cao chất lượng ăn khớp .	232
8.3.2. Xu thế thay ma sát trượt bằng ma sát lăn trong bánh răng.....	233
8.4. Hệ thống hộp bánh răng bi.....	234
8.4.1. Hiện trạng về hộp bánh răng	234

8.4.2. Mục tiêu chính của đề xuất đổi mới.....	235
8.4.3. Các nội dung chủ yếu trong đề xuất đổi mới	235
8.4.4. Các hộp bánh răng bi kiểu mới	237
8.4.5. Hiệu quả ứng dụng.....	242
8.5. Cơ sở tính toán để thiết kế bộ truyền động bánh vít	
trục vít bi	243
8.5.1. Cơ sở tính toán để thiết lập công nghệ chế tạo trục vít mặt ren lõm	243
8.5.2. Cơ sở tính toán để thiết lập công nghệ chế tạo bánh vít răng lõm	249
8.6. Bộ truyền bánh răng trụ con lăn trục song song	255
8.6.1. Biên dạng răng của bộ truyền bánh răng trụ con lăn trục song song	257
8.6.2. Kết cấu bộ truyền bánh trụ con lăn trục song song.....	259
8.6.3. Các đặc tính của bộ truyền bánh răng trụ con lăn trục song song	262
8.7. Bộ truyền bánh răng trụ con lăn đồng trục	265
8.7.1. Mô tả biên dạng răng của bộ truyền bánh răng trụ con lăn đồng trục	265
8.7.2. Kết cấu bộ truyền bánh trụ con lăn đồng trục.....	270
8.7.3. Các đặc tính của bộ truyền bánh răng trụ con lăn đồng trục	271
8.8. Kết luận chương 8.....	272
TÀI LIỆU THAM KHẢO – PHẦN A.....	276
TÀI LIỆU THAM KHẢO – PHẦN B.....	297