

# PHÂN TÍCH ỨNG XỬ CƠ HỌC CỦA CHÉN CỔ XE MÁY BẰNG PHƯƠNG PHÁP PHẦN TỬ HỮU HẠN VÀ LÝ THUYẾT TIẾP XÚC HERTZ

TRƯƠNG HUỖNH TRUNG KIÊN<sup>1</sup> - PHAN VĨNH LỘC<sup>1</sup> - NGUYỄN TƯỜNG LONG<sup>1\*</sup>

<sup>1</sup>Trường Đại học Bách khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

Ho Chi Minh City University of Technology,  
Vietnam National University, Ho Chi Minh City, Vietnam

\*Tác giả liên hệ - Email: ntlong@hcmut.edu.vn

Ngày nhận bài: 6/7/2026

Ngày sửa bài: 20/7/2026

Ngày duyệt đăng bài: 3/8/2026

## Tóm tắt:

Bài viết phân tích ứng xử tĩnh của chén cổ bằng phương pháp phần tử hữu hạn (FEM), kết hợp đối chiếu với lý thuyết tiếp xúc Hertz cho bài toán tiếp xúc tổng quát giữa viên bi và rãnh ổ. Trên cơ sở lý thuyết Hertz, tải trọng pháp tuyến tác dụng lên từng viên bi được xác định từ tải dọc trục, số lượng viên bi và góc tiếp xúc, từ đó tính được kích thước vùng tiếp xúc (hai bán trục  $a$ ,  $b$ ) và áp suất tiếp xúc cực đại thông qua các hệ số hình học phụ thuộc độ cong bề mặt. Đối tượng nghiên cứu là chén cổ vật liệu thép SAE-AISI 52100 dùng phổ biến trong chén cổ xe máy tại Việt Nam. Kết quả phân tích tĩnh dự kiến làm cơ sở xác định vùng ứng suất tập trung, đánh giá khả năng chịu tải và làm nền tảng đối chiếu cho các phân tích động lực học tiếp theo của chén cổ dẫn hướng.

**Từ khóa:** chén cổ xe máy, phần tử hữu hạn, lý thuyết Hertz, áp suất tiếp xúc.

## Analysis of the mechanical behavior of motorcycle steering bearings using the finite element method and Hertz contact theory

### Abstract:

Motorcycle steering bearings are subjected to substantial axial loads and continuous vibration and impact from road surfaces, making them susceptible to brinelling and contact fatigue. This study analyzes the static mechanical behavior of a motorcycle steering bearing using the finite element method (FEM) and validates the results against Hertzian contact theory for general ball-raceway contact. The normal load on each ball is determined from the axial load, number of balls, and contact angle, allowing calculation of the elliptical contact area and maximum contact pressure based on surface curvature. The investigated bearing is made of SAE-AISI 52100 steel, a material commonly used in motorcycle steering assemblies in Vietnam. The analysis provides a basis for identifying stress concentration regions, evaluating load-carrying capacity, and supporting subsequent dynamic analyses.

**Keywords:** motorcycle steering bearing, finite element method, Hertz theory, contact pressure

## 1. Đặt vấn đề

Xe gắn máy và xe mô tô hiện là phương tiện di chuyển phổ biến nhất tại Việt Nam. Với mật độ sử dụng cao và tần suất vận hành liên tục, các chi tiết cơ khí trên xe phải làm việc trong điều kiện tải trọng phức tạp và môi trường khắc nghiệt. Trong đó, cụm dẫn hướng (steering stem) là chi tiết đảm nhiệm kết nối khung xe với cụm bánh - phuộc trước, ảnh hưởng trực tiếp đến độ ổn định và an toàn vận hành của phương tiện.

Tại vị trí này, chén cổ - thực chất là một dạng ổ chặn trục (thrust bearing) - là chi tiết chịu tải trọng dọc trục lớn, tiếp nhận toàn bộ tải trọng từ phần trước của xe bao gồm tải tĩnh từ khối lượng xe, người lái và tải động phát sinh do rung động, va đập từ mặt đường. Do làm việc trong điều kiện tải lặp và dao động liên tục, đặc biệt trên nền đường không bằng phẳng như ở Việt Nam, chén cổ dễ phát sinh các dạng hư hỏng đặc trưng của ổ lăn như biến dạng lõm vĩnh viễn do quá tải (brinelling) và mỏi tiếp xúc bề mặt (pitting/spalling) - các cơ chế hư hỏng đều bắt nguồn trực tiếp từ trạng thái ứng suất tiếp xúc tại vùng làm việc giữa viên bi và rãnh lăn.

Nền tảng lý thuyết để xác định ứng suất tiếp xúc trong ổ lăn bắt nguồn từ lý thuyết cơ học tiếp xúc đàn hồi của Hertz (1881), sau đó được mở rộng bởi Palmgren (1924) và Lundberg & Palmgren (1947-1949), đặt nền móng cho các tiêu chuẩn tính toán tải trọng và tuổi thọ ổ lăn như ISO 76 và ISO 281. Các lý thuyết này hiện được hệ thống hóa trong tài liệu "Rolling Bearing Analysis" của Harris & Kotzalas (2006). Song song đó, với sự phát triển của phương pháp phần tử hữu hạn (FEM), nhiều nghiên cứu đã ứng dụng công cụ này để khảo sát ứng suất trong ổ lăn với độ chi tiết cao hơn lời giải giải tích cổ điển, điển hình như Gao J., & Zhang R. (2010), Contact simulation of thrust ball bearing based on ANSYS, xác định phân bố ứng suất trong ổ bi chặn trục bằng FEM với sai số dưới 5% so với lý thuyết Hertz. Mặc dù lý thuyết Hertz và các nghiên cứu FEM cho ổ lăn nói chung đã khá phong phú, các nghiên cứu áp dụng riêng cho chén cổ xe máy - với đặc thù tải trọng dọc trục và điều kiện vận hành thực tế tại Việt Nam - vẫn còn hạn chế. Đây là khoảng trống mà nghiên cứu này hướng đến giải quyết ở bước phân tích tĩnh, làm cơ sở cho các phân tích động lực học phức tạp hơn trong các nghiên cứu tiếp theo.

Mục tiêu của bài báo gồm: (1) xây dựng mô hình phần tử hữu hạn của chén cổ xe máy và mô phỏng ứng xử tĩnh dưới tải trọng dọc trục; (2) xác định phân bố ứng suất và áp suất tiếp xúc giữa viên bi và rãnh ổ; và (3) đối chiếu kết quả FEM với lời giải giải tích theo lý thuyết tiếp xúc Hertz cho bài toán tiếp xúc tổng quát, nhằm đánh giá độ tin cậy của mô hình số được đảm bảo dưới 10 %. Kết quả nghiên cứu góp phần xác định vùng có nguy cơ hư hỏng cao và cung cấp cơ sở dữ liệu phục vụ cho việc thực hiện các nghiên cứu sâu hơn về động lực.

## 2. Cơ sở lý thuyết và phương pháp nghiên cứu

### 2.1. Cơ sở lý thuyết

Lý thuyết tiếp xúc Hertz là lý thuyết cơ học cổ điển mô tả ứng xử tại vùng tiếp xúc giữa hai vật thể đàn hồi có bề mặt cong, được áp dụng dựa trên ba giả định chính: (1) các vật thể tiếp xúc là vật liệu đẳng hướng, đồng nhất; (2) chỉ tồn tại ứng suất pháp tuyến truyền qua vùng tiếp xúc, bỏ qua ứng suất tiếp tuyến; (3) biến dạng được xét là biến dạng đàn hồi, không xét biến dạng dẻo. Khi không có tải, hai bề mặt cong lý tưởng chỉ tiếp xúc tại một điểm; khi chịu tải, biến dạng đàn hồi làm mở rộng vùng tiếp xúc thành một diện tích hữu hạn có dạng hình ellipse với hai bán trục  $a$  và  $b$ , áp suất tiếp xúc phân bố theo dạng bán ellipsoid và đạt cực đại tại tâm vùng tiếp xúc. Áp suất tiếp xúc cực đại được xác định theo phương trình (1):

$$P_{\max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{F}{\pi \cdot a \cdot b} \quad (1)$$

Trong đó  $P_{\max}$  là áp suất tiếp xúc cực đại (MPa),  $F$  là tải trọng pháp tuyến tác dụng lên viên bi (N),  $a$  và  $b$  lần lượt là bán trục lớn và bán trục nhỏ của vùng tiếp xúc ellipse (mm).

Đối với ổ bi chặn trục, tải trọng pháp tuyến tác dụng lên mỗi viên bi được xác định từ tải trọng dọc trục tổng thể tác dụng lên ổ theo phương trình (2):

$$F = \frac{F_a}{0,8 \cdot Z} \cdot \cos(\alpha) \quad (2)$$

Trong đó  $F_a$  là tải trọng hướng dọc trục tác dụng lên chén cổ (N),  $Z$  là số lượng viên bi trong ổ,  $\alpha$  là góc tiếp xúc, và 0,8 là hệ số kể đến sự phân bố tải không đồng đều giữa các viên bi.

Hai bán trục  $a$ ,  $b$  của vùng tiếp xúc ellipse được xác định theo phương trình (3) và (4):

$$a = \xi \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \cdot F \cdot (1 - \nu^2)}{E \cdot \Sigma \rho}} \quad (3)$$

$$b = \eta \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \cdot F \cdot (1 - \nu^2)}{E \cdot \Sigma \rho}} \quad (4)$$

Trong đó  $E$  là mô-đun đàn hồi (MPa) và  $\nu$  là hệ số Poisson của vật liệu (giả thiết 2 bề mặt tiếp xúc có cùng đặc tính vật liệu);  $\Sigma \rho$  là tổng độ cong tại điểm tiếp xúc, xác định theo phương trình (5):

$$\Sigma \rho = \rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22} = \frac{1}{r_{11}} + \frac{1}{r_{12}} + \frac{1}{r_{21}} + \frac{1}{r_{22}} \quad (5)$$

Với  $r_{ij}$  là bán kính cong của các bề mặt tiếp xúc theo hai phương chính (bán kính viên bi mang dấu dương, bán kính rãnh lăn mang dấu âm do bề mặt lõm). Các hệ số hình học  $\xi$  và  $\eta$  trong phương trình (3), (4) là hàm số của góc đặc trưng độ cong  $\tau$ , xác định theo phương trình (6) và được tra theo bảng hệ số tiêu chuẩn của lý thuyết Hertz từ tài liệu Schaeffler Group, (2025), Schaeffler technical pocket guide (4th ed.):

$$\xi, \eta = f(\cos \tau) \quad (6)$$

Bằng cách thay các giá trị  $a$ ,  $b$  từ phương trình (3), (4) vào phương trình (1), áp suất tiếp xúc cực đại có thể được biểu diễn trực tiếp theo tải trọng và các thông số hình học của cặp bề mặt tiếp xúc.

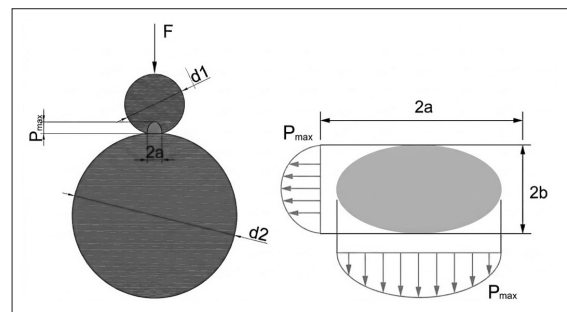
Tiêu chuẩn ISO 76 quy định tải trọng tĩnh danh định của một ổ bi là tải trọng gây ra ứng suất tiếp xúc cực đại tại rãnh lăn và con lăn ở các giá trị: 4600 MPa đối với ổ bi tự lựa, 4200 MPa đối với các loại ổ bi khác, và 4000 MPa đối với các loại ổ lăn còn lại. Các giá trị này tương ứng với một biến dạng dư tổng cộng khoảng 0,0001 lần đường kính viên bi. Theo tiêu chuẩn, một ổ bi được xem là chịu tải tĩnh khi tốc độ quay rất thấp (dưới 10 RPM), chuyển động lắc xảy ra rất chậm, hoặc ổ đứng yên hoàn toàn và chịu tải trong thời gian dài - điều kiện phù hợp với trạng thái phân tích tĩnh của chén cổ khi xe dừng hoặc di chuyển tốc độ đều trên đường phẳng lý tưởng.

## 2.2. Phương pháp nghiên cứu

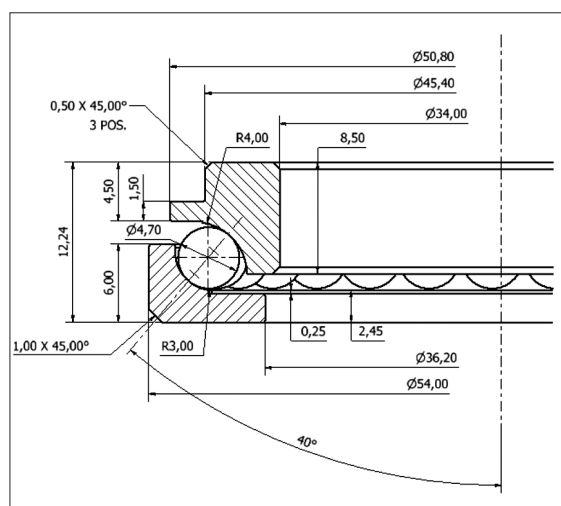
Đối tượng nghiên cứu: chén cổ trên xe AirBlade của hãng Honda (Hình 2), vật liệu thép ổ lăn SAE-AISI 52100 tôi cứng toàn phần (mô đun đàn hồi 190 GPa, hệ số Poisson 0,29, độ cứng 62HRC, độ bền kéo cực đại 2010 MPa).

Thiết kế nghiên cứu: mô hình hình học 3D của chén cổ được xây dựng trong phần mềm INVENTOR theo

Hình 1. Mô hình tiếp xúc Hertz



**Hình 2. Bản vẽ kỹ thuật xây dựng từ thông số đo thực tế**



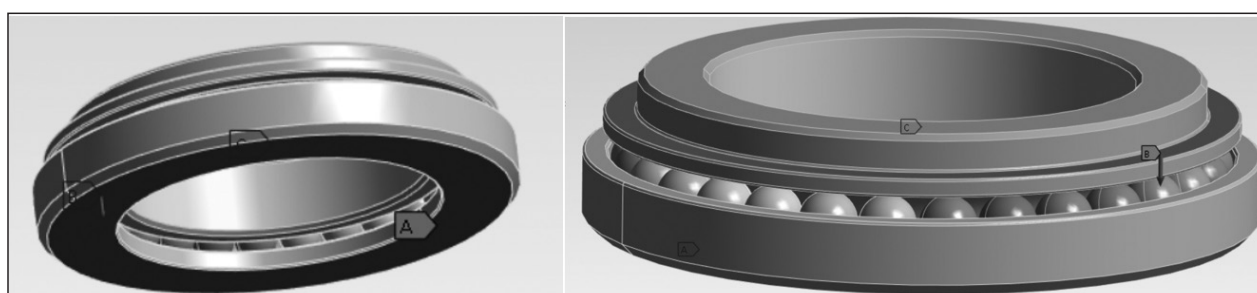
thông số kỹ thuật đo trực tiếp từ chén cổ từ xe AirBlade bằng thiết bị và máy móc chuyên dụng, sau đó nhập vào ANSYS để mô phỏng quá trình tải tĩnh của chén cổ.

Thiết lập tiếp xúc: toàn bộ các vị trí tiếp xúc trong chén cổ đều là tiếp xúc ma sát. Điều kiện biên: hệ tọa độ trụ với gốc tại tâm chén cổ (trục Z dọc trục, Y phương xoay, X phương bán kính). Ở mô phỏng này điều kiện được xét là:

-Mặt đáy vòng dưới chén cổ bị ngàm chặt.

-Mặt tiếp xúc trục vòng trên bị khóa theo phương bán kính, cho phép di chuyển theo phương dọc trục và phương xoay. Mặt trên vành ngoài của chén cổ là nơi đặt tải để mô phỏng lại chính xác quá trình cổ khung tì lên chén cổ. (Hình 3)

**Hình 3. Mô tả điều kiện biên**



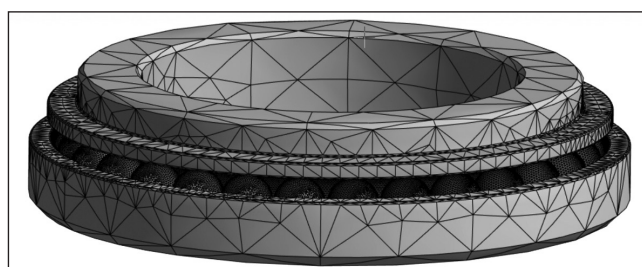
Phân tích dữ liệu: áp suất tiếp xúc cực đại từ FEM (bài toán tĩnh) được so sánh với giá trị tính theo lý thuyết Hertz tại các mức tải 10.000-50.000 N để đánh giá sai số. Dữ liệu biên độ ứng suất - số chu kỳ (theo phương trình Basquin) được sử dụng trong Fatigue Tool của ANSYS để tính tuổi thọ mỗi từ kết quả bài toán động, sau đó đối chiếu với tuổi thọ danh định L10 tính theo tiêu chuẩn ISO 281.

### 3. Kết quả và thảo luận kết quả nghiên cứu

Mô hình hình học chén cổ xe AirBlade được xây dựng trong INVENTOR với đầy đủ các chi tiết: vòng trên, vòng dưới, các viên bi, sau đó được chia lưới bằng ANSYS (Hình 4).

Lưới ở vùng tiếp xúc được chia ở mức 0.25mm vì căn cứ vào thông số bán trục a và b tại vùng tiếp xúc ở Bảng 1, để đảm bảo luôn có phần tử hiện diện ở vùng tiếp xúc:

**Hình 4. Mô hình lưới phần tử hữu hạn của chén cổ**



**Bảng 1. Thông số kích thước bán trục a và b của vùng tiếp xúc theo tải trọng**

| Tải trọng (kN) | Bán trục a (mm) | Bán trục b (mm) |
|----------------|-----------------|-----------------|
| 3              | 0,18            | 0,10            |

|    |      |      |
|----|------|------|
| 6  | 0,23 | 0,13 |
| 8  | 0,25 | 0,14 |
| 10 | 0,27 | 0,15 |
| 12 | 0,29 | 0,16 |

Sau đó nghiên cứu này thực hiện mô phỏng ở cái dây tải cho thấy kết quả có sai số thấp chỉ từ 3,2-7,1% ở Bảng 2, trong khoảng sai số cho phép dưới 10%.

**Bảng 2.** So sánh áp suất tiếp xúc cực đại giữa FEM và lý thuyết Hertz

| Tải trọng (kN) | Áp suất tiếp xúc FEM (MPa) | Áp suất tiếp xúc Hertz (MPa) | Sai số (%) |
|----------------|----------------------------|------------------------------|------------|
| 3              | 2719,70                    | 2538,54                      | 7,14       |
| 6              | 3364,3                     | 3198,37                      | 5,19       |
| 8              | 3677,70                    | 3520,26                      | 4,47       |
| 10             | 3928,80                    | 3792,08                      | 3,61       |
| 12             | 4160,60                    | 4029,69                      | 3,25       |

Với chén cổ của xe Honda Airblade, kết quả phân bố ứng suất von-Mises có độ lớn đáng kể ( $>200\text{MPa}$ ) cho thấy sự tập trung tại vùng tiếp xúc giữa viên bi và rãnh lăn (Hình 5), phù hợp với vị trí được lý thuyết Hertz.

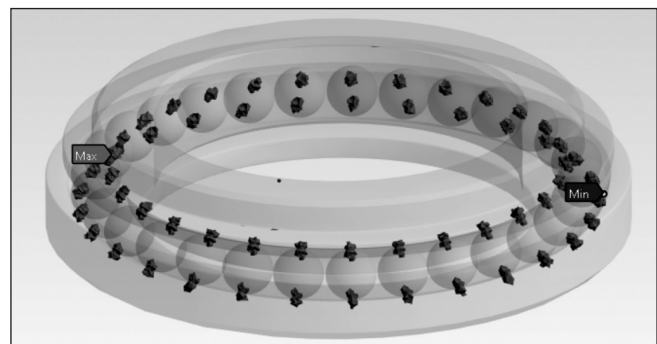
Áp suất tiếp xúc tĩnh phân bố Với giá trị ứng suất Von-mises cực đại lên đến 1229,1 Mpa tại mức tải 3 kN (Hình 6).

Áp suất tiếp xúc tĩnh phân bố tập trung chủ yếu tại các bề mặt tiếp xúc giữa viên bi với vòng trên và vòng dưới với giá trị lớn nhất là 2719,7 Mpa (Hình 7), với chênh lệch giá trị giữa các vùng tiếp xúc không lớn, phản ánh đúng quy luật phân bố của lý thuyết Hertz.

Khi khảo sát ở các mức tải từ 3 kN-12 kN, áp suất tiếp xúc cực đại và ứng suất von-Mises cực đại từ FEM đều tăng theo quy luật gần tuyến tính (Hình 8), phù hợp với đặc trưng tuyến tính của lý thuyết Hertz trong vùng biến dạng đàn hồi.

Sai số giữa kết quả mô phỏng phần tử hữu hạn và lý thuyết tiếp xúc Hertz dao động nhỏ (3%-7%, đều dưới 10%), qua đó khẳng định độ tin cậy của mô hình FEM đã xây dựng trong việc phân tích tiếp xúc tĩnh của chén cổ.

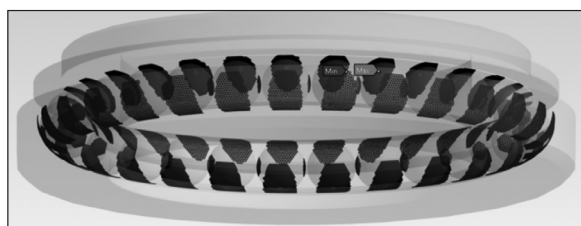
**Hình 5.** Phân bố ứng suất von-Mises toàn cục \chén cổ ở tải tĩnh 3 kN



**Hình 6.** Vị trí ứng suất von-Mises cực đại ở tải 3 kN



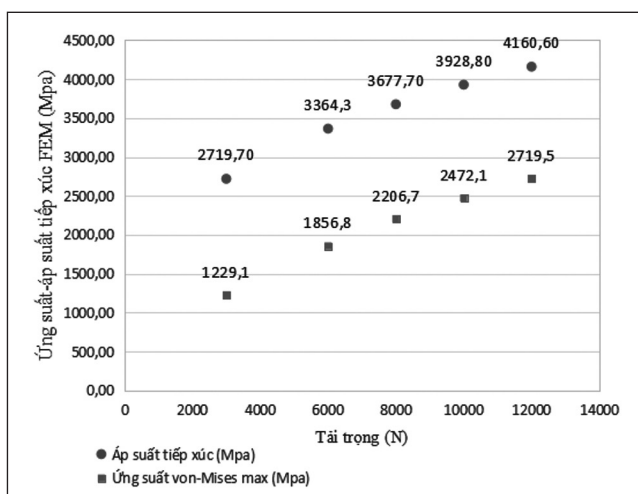
**Hình 7. Phân bố áp suất tiếp xúc tĩnh trên chén cổ ở tải 3 kN**



#### 4. Kết luận

Nghiên cứu đã tích hợp thành công phương pháp phần tử hữu hạn trên phần mềm ANSYS để giải quyết bài toán tiếp xúc kết quả cho thất ứng suất và áp suất tiếp xúc lớn nhất trong nghiên tập trung tại vùng tiếp xúc giữa viên bi và rãnh lăn, phù hợp với lý thuyết tiếp xúc Hertz và tiêu chuẩn ISO 76. Áp suất tiếp xúc từ mô phỏng FEM có sai số dưới 10% so với lý thuyết Hertz, khẳng định độ tin cậy cao của mô hình, đáp ứng việc làm nền tảng cho các nghiên cứu động lực sâu hơn sau này như bài toán về rung động mặt đường tác dụng lên chén cổ khi vận hành ■

**Hình 8. Biểu đồ ứng suất von-Mises cực đại và áp suất tiếp xúc cực đại theo tải tĩnh**



#### Lời cảm ơn:

- Trường Đại học Bách khoa - ĐHQG TP. Hồ Chí Minh về không gian Phòng Thí nghiệm Tính toán Cơ học và Bản quyền phần mềm ANSYS Release 17.2 Academic Research.
- Công ty TNHH OneCad Viet Nam về Bản quyền phần mềm AutoCAD2025 và Inventor2025.

#### TÀI LIỆU THAM KHẢO:

- ASM International. (1996). Fatigue and fracture (Vol. 19). ASM International.
- Gao, J., & Zhang, R. (2010). Contact simulation of thrust ball bearing based on ANSYS. Journal of Mechanical Engineering, 46(11), 35–40. [https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.154-155.1629?urlappend=%3Futm\\_source%3Dresearchgate.net%26utm\\_medium%3Darticle](https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.154-155.1629?urlappend=%3Futm_source%3Dresearchgate.net%26utm_medium%3Darticle)
- Harris, T. A., & Kotzalas, M. N. (2006). Rolling bearing analysis (5th ed.). CRC Press.
- Hertz, H. (1881). Über die Berührung fester elastischer Körper. Journal für die reine und angewandte Mathematik, 92, 156–171.
- Lundberg, G., & Palmgren, A. (1947). Dynamic capacity of rolling bearings. ACTA Polytechnica, Mechanical Engineering Series, 1(3), 7.
- Palmgren, A. (1924). Die Lebensdauer von Kugellagern. VDI-Zeitschrift, 68(14), 339–341.
- Schaeffler Group. (2025). Schaeffler technical pocket guide (4th ed.). Schaeffler Technologies AG & Co. KG. [https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/\\_shared\\_media/08\\_media\\_library/01\\_publications/schaeffler\\_2/catalogue\\_1/downloads\\_6/stt\\_de\\_en.pdf](https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/catalogue_1/downloads_6/stt_de_en.pdf)
- SKF Group. (2009). Ổ lăn (Rolling bearings). SKF Group. [https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d1968036a3ab/pdf\\_preview\\_medium/0901d1968036a3ab\\_pdf\\_preview\\_medium.pdf](https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d1968036a3ab/pdf_preview_medium/0901d1968036a3ab_pdf_preview_medium.pdf)
- SKF Group. (2022). SKF steel and heat treatment solutions. SKF Group. [https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/094f778f0577b757/pdf\\_preview\\_medium/094f778f0577b757\\_pdf\\_preview\\_medium.pdf](https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/094f778f0577b757/pdf_preview_medium/094f778f0577b757_pdf_preview_medium.pdf)
- Šulka, P., Sapietová, A., Dekýš, V., & Sapieta, M. (2018). Static structural analysis of rolling ball bearing. MATEC Web of Conferences, 244, Article 01023. <https://doi.org/10.1051/mateconf/201824401023>