

dn 値300万軸受の実現に向けた歴史的考察

アーウィン V ザレツキー

Quest for the 3 Million DN Bearing—A History

By Erwin V. Zaretsky

Rolling-element bearing technology has evolved over 4000 years to the present time. The use of ball bearings in the pedal bicycle in 1868 started the bearing industry. By 1920 most of the bearing types used today were in production. In the 1950's, the NASA Lewis Research Center began a research program to increase the temperature and speed capabilities of aircraft jet engine mainshaft ball and roller bearings. This program was in response to the projections by the major United States aircraft turbine-engine manufacturers. At that time, it was projected that engine bearing speeds would reach 3 million DN and temperature to 316°C (600°F) . On June 29, 1973, the first successful 3 million DN bearings were run. This paper reviews the history, research and developments leading to this technological breakthrough.

序

最近の論文¹⁾内で、筆者は、Arvid Palmgren博士に関して、軸受寿命予測²⁾に用いられる1947年のLundberg-Palmgren理論を導いた転がり軸受の歴史を概説した。本報告では、筆者は最大速度dn値300万で運転される長寿命玉軸受およびころ軸受に至った技術開発を要約し、私の考えを述べる。

転がり軸受技術は現在までに4000年以上をかけて進歩してきた。H. T. Morton³⁾は同氏の1965年出版の書籍「転がり軸受」内で転がり軸受技術の進歩を論じている。筆者は、その内容をここで要約しておく。

1世紀までに、スラスト玉軸受の前身が出現している。ダビンチは西暦1500年頃に多ころ軸受(図1)を記述している。ダビンチはまた、ピボット軸受も記述している。この軸受はアングュラコンタクト・レース内で自由に回転する3個の下側玉で支えられた円すい状軸で構成されている(図2)。この時点では、利用できる軸受材料は木材とブロンズであった。

1556年までに「De Re Metalica」がスイスで出版された⁴⁾。本書は、パケット・ポンプ用の転がり軸受を説明し摩擦データを記載している。鑄鉄が新たな軸受材料として用いられるようになった。A. Ramelliは1588年にさまざまな転がり軸受の種類を記載した

執筆者紹介



「dn値300万軸受の実現に向けた歴史的考察」はザレツキー氏よりNTN80周年を記念して寄稿いただいた論文である。この軸受業界の歴史的展望とdn値300万の最初の高速軸受の達成は、単に軸受業界の成功を誇るだけではなく、将来の発展の礎となるものです。

ザレツキー氏は回転機構とトライボロジーの機械技師として40年以上にわたり米国政府と学会・業界に貢献されています。転がり疲労、弾性流体力学、高速軸受、高温潤滑、軸受寿命予測など幅広い分野で活躍され、数多く受賞されています。氏は現在米国オハイオ州のNASAルイス研究所で機構と音響の主任技師で、過去にはNASAの軸受、歯車、トランスミッションの指導者として担当され、現在もウィスコンシン大学、クリーブランド州立大学で転がり軸受の指導をされています。

ザレツキー氏の軸受業界への数多くの貢献と業界発展への寄与に心から感謝いたします。

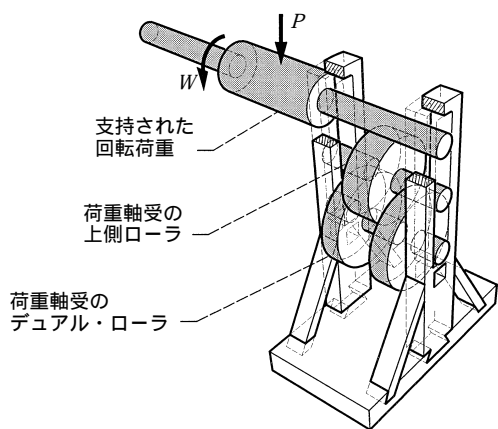


図1 1490年にレオナルド・ダビンチが記述したマルチローラ軸受：材料は木材
Multi-roller bearing, described by L. da Vinci; material (wood) circa 1490.

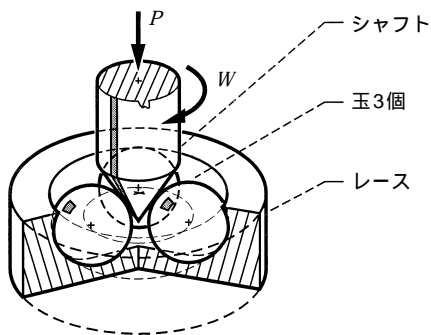


図2 1490年にレオナルド・ダビンチが記述した円すいピボット軸受：材料は木材
Conical pivot bearing, described by L. da Vinci; material (wood) circa 1490.

「Le Diverse et Artificiose Machine」を執筆した。Morton³⁾によれば、更に重要な技術的進展は車輪が転がり軸受で支えられている、1710年のMondranの馬車であった。

転がり軸受に対する最初の英国特許は、1734年にJ. Roweに与えられている。西暦1760年頃には、Coulomb摩擦で知られるE. Coulombが近代的玉軸受の最初のプロトタイプを組み立てた。玉軸受に対する最初の英国特許は、車軸用のものに関してであり、1791年にP. Vaughnに与えられている。1802年には、M. Cardinetに円すいころ軸受に関するフランス特許が与えられている。これら最初の転がり軸受は手工芸的に製作され、多分特定アプリケーション用としてカスタムメイドされた。

転がり軸受の革新は19世紀前半を通じて続いたが、転がり軸受産業が成立したのはペダル式自転車が発明されてからであった。1868年に、A. C. Cowperは玉軸受を備えた自転車を製作し、これにより軸受産業が創生された。同じ年、フランスの自転車製作者であるE. Mishauxはパリからルーアンへの自転車レースで、玉軸受け付き自転車で優勝した。Morton³⁾によれば、英国コベントリーのW. Bownが最も成功した軸受製作者であった。1880年には、Bownは自転車製作会社のシンガー社向けに1日12個の玉軸受を製作する契約を結んだ。

1852年に、Kugelfischer George Schaefer & Co. (FAG)社の前身であるFischer Bearing Manufacturing, Ltd.社が自転車製造会社としてドイツのシュバインフルトで創立された。同社の創立者であるP. M. Fischerは、最初のペダル式自転車を発明した。1883年には、彼の息子であるF. Fischerは最初のボール製造装置を発明した。この同じ年、彼等は玉軸受の生産を開始した。H. Timkenが創立したTimken CompanyはTimken Carriage Companyの一部として1898年にミズーリ州セントルイスで操業を開始した。この年、Timkenは円すいころ軸受の生産を開始した。1907年にスウェーデンでS. Wingquistが創立したAktiebolaget Svenska Kullagerfabriken (現在のSKF)は、複列自動調心円すいころ軸受を生産した。コネチカット州TorringtonでExcelsior Needle Companyとして1866年に創立されたTorrington Companyは、1912年に玉軸受の製造を開始した。1918年には、NTN社が日本で創立された。その他の多くの軸受製造会社がこの時期に創立された。1920年までには、今日用いられているほとんどの種類の転がり軸受が生産された。

1875年頃に、転がり軸受製造用に炭素クロム鋼が利用できるようになっている。玉用溝を備えた内側軸の硬化鋼ブッシュに対し、1879年にJ. HarringtonとH. Brentに英国特許が与えられている。フランス製鋼No. 88の組成は、後年American Iron and Steel Institute (AISI)仕様52100として知られるようになった鋼と類似していた。AISI52100は、1920年前後に最初に規格化され、現在最も使われている軸受鋼である。

19世紀末までに、軸受産業は特定アプリケーションごとに軸受サイズを指定し、軸受寿命と信頼性を計算することを始めている。1896年には、R. Stribeck⁵⁾がフルスケール軸受の疲労試験を実施している。1912年には、J. Goodmanは玉軸受と円筒ころ軸受の安全荷重を計算するための疲労データに基づいた公式を発表した。A. Palmgren⁶⁾は1924年に玉軸受と球面ころ軸受の寿命を予測するための方程式を記述している。

イリノイ大学Urbana校のV. A. Thomas及びH. R. Hoersch⁷⁾は1930年に、ヘルツ接触下でのサブサーフェス主応力に関する解析方法を開発した。1939年には、W. Weibull⁸⁻¹¹⁾は、欠陥に関する理論を発表した。WeibullはLundberg及びPalmgrenと同時代の人物で、自身の研究成果を彼等と分け合っている。彼等は、Palmgrenの以前の研究成果⁶⁾及びWeibullの研究成果、さらにThomas及びHoerschの研究成果を、現在Lundberg-Palmgren理論^{2, 11)}として知られるものに統合した。(Lundberg及びPalmgrenはその論文内でThomas及びHoerschの研究成果に触れていない。)

Lundberg及びPalmgrenが1947年と1952年に刊行した研究成果が、ISO, ANSI, ABMA (以前のAFBMA)の転がり軸受の定格荷重及び寿命に関する規格の基礎となった¹²⁻¹⁴⁾。

ペダル式自転車の発明によって転がり軸受の量産が促されたが、最初の商用ジェット・エンジン(1954年7月15日にボーイング707のプロトタイプで初飛行に用いられた)は、転がり軸受技術の進化を再度促進する革新技術であった。初期のジェット・エンジンの軸受温度は149°C(300°F)未満であった。軸受鋼は、SAE1010鉱油で潤滑される大気溶解AISI 52100鋼であった。その結果、これらエンジンの限界コンポーネント寿命はメイン・シャフト転がり軸受の寿命によるもの(約300時間)であった。1950年代初頭には、米国エンジン・メーカーがこれらの軸受に対し想定した軸受温度要求条件は316(600°F)であった。より高温に耐える軸受材料と潤滑油に対する要求が存在した。

弾性流体潤滑

20世紀初頭の従来知識では、潤滑油が軸受寿命と信頼性に影響することが判っていた。1934年、S. Way¹⁵⁾は、転動体疲労の原因は、転動体本体の接触面の割れに潤滑流体が浸入することであると示唆している。圧縮荷重が作用するとき、割れ口に発生する油圧は割れを伝播させる程度に大きく、その結果、ピッチングまたはスポーリングが発生する。Wayはまた、粘度の高い油は、流体が割れ口に浸入することに対する抵抗が大きくなるため、疲労寿命を伸ばすであろうと理論づけている。Wayは、ピッチングが発生するには油が存在する必要があると推測している。逆にいえば、油が存在しなければピッチングは発生しないと、Wayは結論づけている。H. StyrlはWayの論文¹⁵⁾の考察において、潤滑されないレール上を走行する機関車の車輪は、転がり軸受と同じような形でピッチングまたはスポーリングを発生することを述べている。Styrlはさらに、割れの開始と伝播は転動接触表面下で始まるという他の研究者による説にも言及している。

W. P. Schmitter¹⁶⁾は1934年に、歯車の接触に際して、ヘルツ接触内での圧力分布が原因となって、潤滑油膜の存在下では接触体の有効半径が増加すると推定している。流体理論によれば油膜厚さは潤滑油の粘度に直接比例するから、Schmitterは粘度が高い潤滑油では接触体の有効半径がさらに増加し、その結果、接触応力が減少するので疲労寿命が増加すると理論づけている。参考文献15)及び18)が執筆された時点では、確実な技術的裏付けを持って理論づけを行うに足る十分な解析及びデータが存在しなかった。解析によって接触軸受コンポーネント間を隔離する流体力学的膜を確認しようとする試みは失敗した。

25年後、ロシアのA. N. Grubin¹⁷⁾は、現在Grubinの弾性流体理論として知られている理論を発表した。Grubin理論は転がり接触内に弾性流体膜が存在することを解析的に証明したものである(図3)。Grubinが行ったことは、レイノルズの方程式に、潤滑油の粘度は潤滑油がヘルツ接触内に入ってゆく際に圧力の増加に伴い増加するという事実を取り入れることであった。流体は、流体が接触ゾーン内に捕らえられたとき、本質的に疑似固体となる。実験によって得

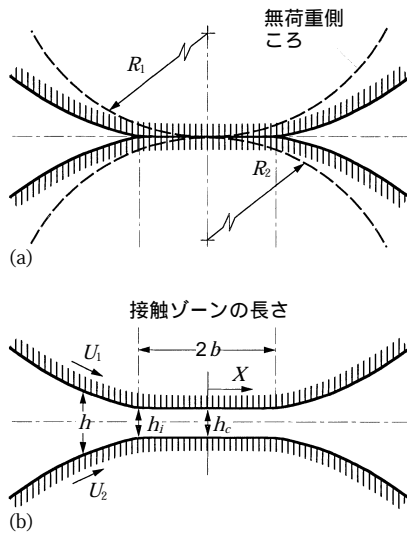


図3 Grubinの弾性流体接触のモデル
 (a) ヘルツ状態 (b) 弾性流体状態
 Grubin's model of elastohydrodynamic contact
 (a) Hertzian conditions (b) Elastohydrodynamic conditions

られた証拠は、このような流体膜厚さ現象はより複雑な形態で発生するという事実を証明している¹⁸⁾。この現象が発生すると、潤滑油は、潤滑流体のレオロジー特性が原因となって接触ゾーン内の圧力分布に影響を与える¹⁸⁾。

Grubinの研究¹⁷⁾後に、他の多くの研究者、とりわけDowson及びHigginson¹⁹⁾、Archard及びCowking²⁰⁾、及びHamrock及びDowson^{21, 22)}が研究を行っている。すなわち、弾性流体膜厚さの計算が転がり軸受解析・設計の不可分の一部となっている。弾性流体膜の軸受性能、寿命及び信頼性に及ぼす影響は、現在は一般に受け入れられているEHD膜パラメータ（膜厚さ h の複合表面粗さに対する比である）により決定される。ここで、

$$= \frac{1}{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}}$$

σ_1 及び σ_2 は接触する2面間のRMS粗さである。Tallianら^{23, 24)}はまず σ とベアリング性能間の相関性を検証した。すべてではないにせよほとんどの良好な高速転がり軸受は1.5を超える σ で運転される。

解析設計ツール

改良された鋼及び潤滑油以外に、軸受性能及び寿命を予測するために解析ツールが必要であった。この技術に対する最大の貢献者は米国のA. Burton Jonesであった。A. B. Jonesは、軸受解析に対して大きく貢献しており、米国軸受業界で著名である。1952年には同氏は、高速玉軸受に関する最初の解析を公表している²⁵⁾。この研究は、玉軸受・ころ軸受技術の新时代を切り開いた。この研究は、高速で運転される軸受寿命を計算するための最初の解析ツールを提供した。

1950年代末の大型で比較的複雑な高速コンピュータの発展の結果、設計・性能予想ツールとしてのコンピュータ・プログラムの利用が実用化された。Jonesは、自身の研究^{26, 27)}をころ軸受にまで拡張し、1960年までに軸受の運動学、動力学及び寿命を解析する真に初めてのコンピュータ・プログラムを開発した。Jonesの研究は、転がり軸受の設計に今日用いられているあらゆるコンピュータ・プログラムの基礎となっている。これらのコンピュータ・コードに取り入れられた寿命理論は、Lundberg及びPalmgren^{2, 11)}のものである。Coulomb摩擦が玉とレースの接触部に存在することが想定された。Jonesのコンピュータ・プログラムによって、軸受の高速性能を発展させる基礎が確立された。

Jonesの解析は、寿命を極めて正確に予測することができたものの、スキッピングとすべりの予測の点では欠点を有していた。T. A. Harris²⁸⁾は、弾性流体(EHD)解析を玉軸受コンピュータ・コードに導入した最初の人物である。HarrisはArchard及びCowking²⁰⁾による膜厚さ方程式及び指数粘度圧力関係式を用いた。図4で示すように、Harrisによる解析は、Jonesが以前に用いたレース制御理論よりうまく保持器のすべりを予測することができた。

Harrisのコンピュータ・プログラムのSHABERTHと呼ばれる改良バージョンは、実験的トラクション・データを導入して開発された。NASAルイス研究センターのH. Coe²⁹⁾によるさらなる改良によって、軸受温度を高い精度で予測できるプログラムが利用できるようになった。

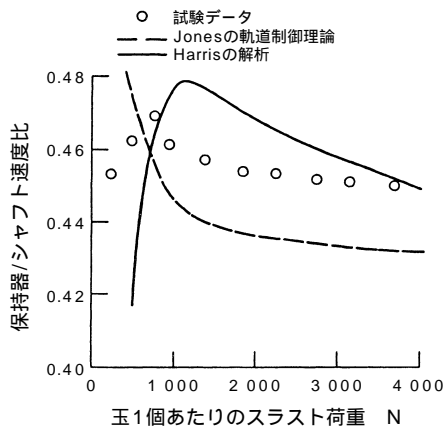


図4 保持器/シャフト速度比対玉1個あたりのスラスト荷重
Cage/shaft speed ratio versus thrust load per ball

円筒ころ軸受の性能及び寿命を予測する解析ツールの開発は、玉軸受に対するものと平行して行われている。円すい及び球面ころ軸受についても、準静的解析手法が開発されている。Harris³⁰⁾はまた弾性流体解析をころ軸受コンピュータ・コードに導入した最初の人物でもある。それ以来、より正確なトラクション関係式の導入によりますます信頼性が高まったプログラムが開発されている。J. Poplawski³¹⁾及びJ. Rumbarger³²⁾は、ころ軸受のスキッピングを高い精度で予測するプログラムを開発した(図5)。

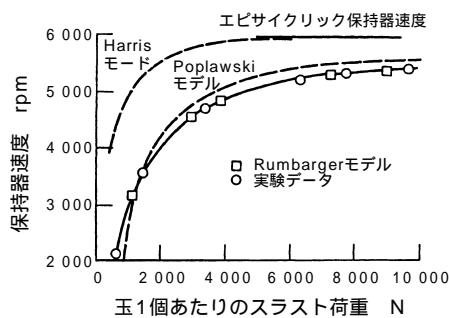


図5 玉軸受保持器速度の相関性
Roller bearing cage speed correlation

準静的解析手法は、定常軸受運転を記述することのみ適している。こうした手法が、力の均衡が常に存在することを仮定しているからである。過渡挙動と不安定性の存在がジャイロ軸受で観察されている。非定常状態の挙動が高速軸受のいくつかの損傷原因となっている可能性がある。これらは、たとえばP. K. Gupta³³⁾が開発したような完全動的解析に対する刺

激となった。高速デジタル・コンピュータを利用した場合でも、完全な動的解析はコストが高く、時間がかかるものである。この理由のため、完全動的解析で構成されるコンピュータ・コードは非常に選択的にのみ利用される。準静的プログラムは、非常に効果的なエンジニアリング・デザイン・ツールであることが実証されている。動的解析は軸受損傷(多くは、非定常動的状態の開始後に発生する)の診断で真の価値を証明するであろう。

高温軸受の開発

1950年代初頭における米国航空タービン・エンジン・メカによる軸受温度調査計画に対応して、オハイオ州クリーブランドのNACAルイス飛行推進研究所(現在のNASAルイス研究センター)のWilliam J. Andersonは、航空機用ジェット・エンジン用の、長寿命で信頼性の高い玉軸受及びころ軸受を得ることに問題に実験的に取り組むための調査研究を開始した。この時点で、米国では高温合成エステル系(MIL-L-7808)潤滑油を開発・製造中であった。Anderson³⁴⁾は大気溶解AISI M-1鋼製玉軸受で実験を行った。これはM系列工具鋼を転がり軸受に用いた最初の例であった。他の研究者が研究した工具鋼がある。これらの鋼は、AISI M-10³⁵⁾及びMV-1(現在のAISI M-50)である³⁶⁾。AISI M-50鋼の航空エンジン・メイン・シャフト軸受への最初の利用はプラット&ホイットニー社が1960年代初頭に行い、その後他の米国エンジン・メカが追随した。AISI T-1(18-4-1)鋼は、ロールス・ロイスを代表とするヨーロッパのジェット・エンジン・メカが好んで使った材料である。

1959年2月、筆者とNASAルイス研究センターの同僚研究者は、1980年代及び1990年代に転がり軸受及び潤滑油に必要であると考えられた温度・速度要求条件を包含する転がり軸受・潤滑油プログラムを計画した。

どの潤滑油が高温で機能できるかを確認することが第1の優先順位となった。この目的のため筆者らは、NASAが開発した五球疲労試験機を用いる試験プログラムを作成した。30種類を超える高温潤滑油候補が評価された。

この初期調査の結果に基づき、1962年秋、五球疲労試験機ですでに得られていた上位11種類の潤滑油を用いて、内径25mmのアンギュラ玉軸受のグループを試験するプログラムが開始された。これらの軸受は、温度204~316 (400~600 °F),速度43,000rpmでテストされた³⁷⁾。

潤滑油のテストプログラムと平行して、高温運転に適した軸受鋼の転動体疲労寿命を評価するプログラムも実施された。試験された材料は、AISI M-50, M-1, M-2, M-10, T-1, Halmo及びWB-49, 及び従来の軸受材料AISI 52100³⁸⁾である。AISI 52100は他の材料に対する基準として用いられた。このプログラムの結果は図6(a)にまとめてある。寿命は鋼内の合金元素の数に逆比例することが明らかとなった。この後さらに、合金元素が鋼内の炭化物のサイズと数に影響

することも明らかとなった。合金元素のパーセントが高いほど、構造内の炭化物の数とサイズが大きくなる。これらのサイズの大きな炭化物は、応力増加要因として作用し、疲労スポーリングを開始する原因となる。高温材料のうち、AISI M-50が最良の寿命を示した³⁸⁾。

また筆者らは、興味深い高温軸受鋼の高温硬度を確認するための社内プログラムを実施した³⁹⁾。軸受の疲労寿命は、軸受コンポーネントの硬度と密接に関連していることが知られている。M系列工具鋼では、高温硬度(高温での硬さ)は鋼組成とは無関係であった。

1965年3月、NASAルイス研究センターとジェネラル・エレクトリック社航空エンジングループとの間で、先進高性能タービン・エンジンで予想される代表的な荷重、速度、及び温度条件のもとで大径軸受をテストできる高温高速度軸受試験装置の設計・製作に関する契約が締結された。筆者らは、J-79ターボジェット・エンジンで用いられるのと類似したアンギュラ玉軸受を、Jonesのコンピュータ・プログラムを利用して設計した。軸受試験プログラムは、温度218°C (425°F), シャフト速度12,000rpmまたは dn 値1.44百万の環境での先進エステル潤滑油及び合成パラフィン系潤滑油(PAO)の双方を用いたテストを含んだものであった⁴⁰⁾。

エステル流体ではLundberg-Palmgren法で予測されたものの約6倍の寿命が得られ、一方合成パラフィン系潤滑油では予測寿命の10倍を超える寿命が得られた。

218°C (425°F)を超える温度では、エステル流体の粘度は、この流体が適切な弾性流体膜を作り出すことができると思われないものである。一方、合成パラフィン系潤滑油の粘度は、EHD膜を作り出すのに充分である。ただし、218°C (425°F)を超える温度では、潤滑油は急速に酸化する。その結果、218°C (425°F)を大幅に超える温度では、酸素濃度が0.1体積パーセント未満の比較的不活性な環境を備えることが不可欠である。

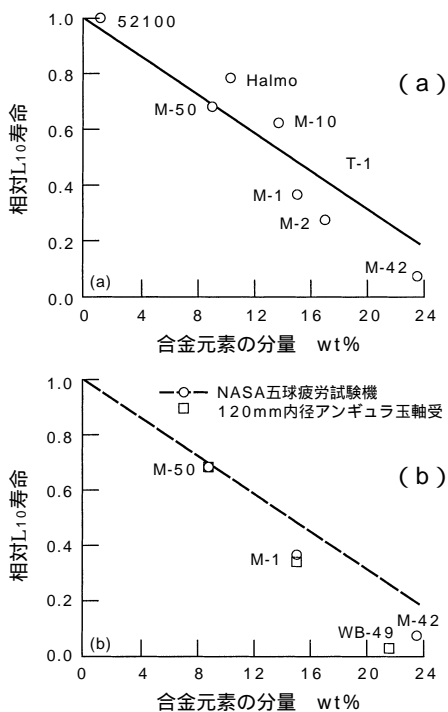


図6 合金元素(タングステン, クロム, パナジウム, モリブデン及びコバルト)の分量の関数としての転動体疲労寿命

- (a) NASA五球疲労試験機による66°C(150°F)時のデータ
- (b) 316°C(600°F)時の120mm内径アンギュラ玉軸受

Rolling-element fatigue life as a function of total content of alloying elements tungsten, chromium, vanadium, molybdenum, and cobalt.

- (a) NASA five-ball fatigue tester data at 66°C (150°F)
- (b) 120mm-bore, angular ball bearings at 316°C (600°F)

軸受試験⁴¹⁾はまた、酸素濃度が0.1体積パーセント未満の低酸素環境内で合成パラフィン系潤滑油を用いて、外輪温度218, 260及び316°C(400, 500及び600°F)でも実施された。試験はまた、空気内及び低酸素環境内でポリフェニル・エーテル潤滑油を用いて、外輪温度316°C(600°F)でも実施された。一連の軸受試験が、25mm内径の軸受では調査されていなかった過フッ素化エーテル流体を用いて実施された。合成パラフィン潤滑油は、低酸素環境内で最良の性能を示した。

2種類の別の鋼が、120mm内径軸受を用いて、316°C(600°F)の温度で評価された⁴²⁾。これらの鋼はAISI M-1及びWB-49であった。これら材料の双方とも消耗電極真空溶解プロセスで製造された。試験結果は、図6(b)の五球疲労試験機で得られた試験結果と比較された。この場合にも、AISI M-50鋼は、316°C(600°F)の温度での最も有望な材料であった。

高速軸受の開発

高温技術の確立後、エンジン設計者が先進航空エンジン・デザインには不可欠であると考えられる高速問題が注目されることになった。1960年代初頭までに、米

国内のエンジン・メーカーは1990年代初頭までに転がり軸受速度がdn値300万に達するであろうと予測していた。再循環オイル・ジェット潤滑(図7)は、空気吸入ターボジェット・エンジン用に最も一般的に用いられる給油方式である。1960年代には、軸受技術での一般的な知識では、オイル・ジェット潤滑はdn値200万未満の速度に限定されていた。

NACAルイス飛行推進研究所(現在のNASAルイス研究センター)のE. F. Macks及びZ. N. Nemethが1940年代末及び1950年代初頭に行った先駆的研究により、円筒ころ軸受の潤滑に用いられる最適潤滑油ジェット方式が決定された⁴³⁾。しかしながら、1960年代中期の間に、230万ないし250万を超えるdn値では、大内径メインシャフト玉及びころ軸受に対するジェット潤滑は不十分であることが明らかとなった。軸受速度が増加すると、軸受側面でのジェットから向けられた潤滑油は、遠心力効果が原因となって、軸受のクリティカルな内部表面に浸入しにくくなる。プラット・ホイットニー・エアクラフト社のP. Brown⁴⁴⁾は、図8に示すアンダーレース潤滑のコンセプトを初めて提起した。アンダーレース潤滑によって、油量の制御された潤滑油が直接軸受へ送られる。さらに、潤滑油の一部はバイパスを通り軸受の冷却に用いられる。

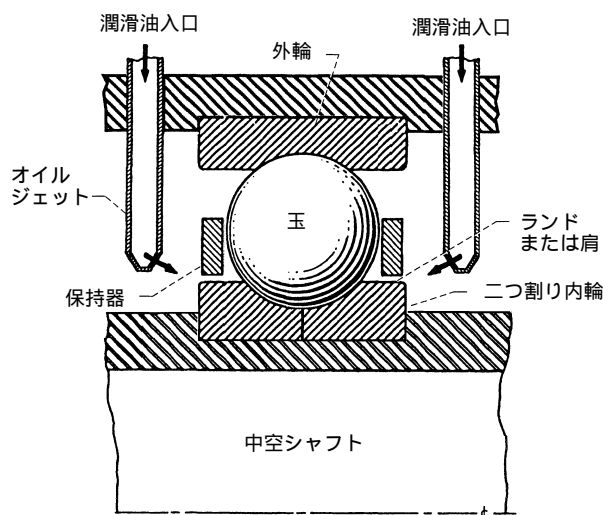


図7 軸受速度dn値200万未満に限定された再循環オイルジェット潤滑
Recirculating oil jet lubrication limited bearing speeds to less than two million DN

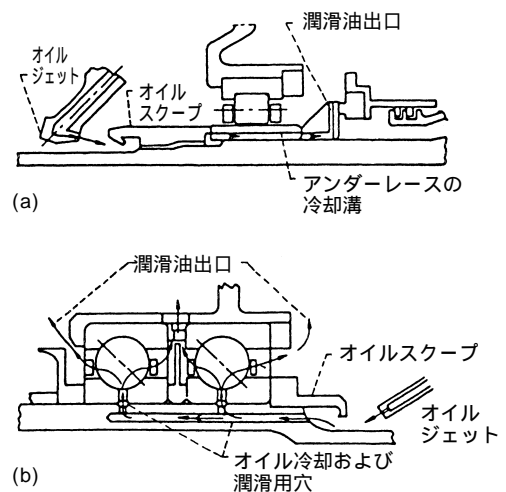


図8 タービン・エンジンのメインシャフト軸受用アンダーレース潤滑方式
(a) 円筒ころ軸受 (b) スラスト玉軸受
Underrace lubrication system for main shaft bearings on turbofan engine
(a) Cylindrical roller bearing (b) Ball thrust bearing

潤滑油給油穴は一般に、保持器 - ランド接点に設けられる(図8(a))。アンダーレース潤滑は、超高速アプリケーションではいくつかの長所を有する。内部潤滑・冷却要求条件を満足させるのに十分な潤滑油だけを直接軸受に供給することで、チャタリング損失が妥当なレベルに抑制される。バイパスされた潤滑油流れは冷却液としてのみ機能する。アンダーレース潤滑では、遠心力効果は、潤滑油を潤滑を要するクリティカルな部分に注入することを促進する。ジェット潤滑は120mm内径玉軸受を用いた実験の結果、 dn 値250万を超える速度では効果がないことが確認された。これとは逆に、アンダーレース潤滑は dn 値300万まで効果的であった⁴⁶⁾。

適切な「軸受熱管理」は、高速軸受運転に成功するための必須条件である。これは、アンダーレース潤滑(図9)で外輪を冷却することでさらにうまく実現される。外輪及び内輪への潤滑油流れをコントロールすることで、さまざまな荷重条件で最大 dn 値300万までの運転速度でベアリング内部すきまが維持されコントロールされる⁴⁶⁾。

供試軸受は、Harrisが開発したコンピュータ・コードを用いて dn 値300万運転用に特殊設計された。こ

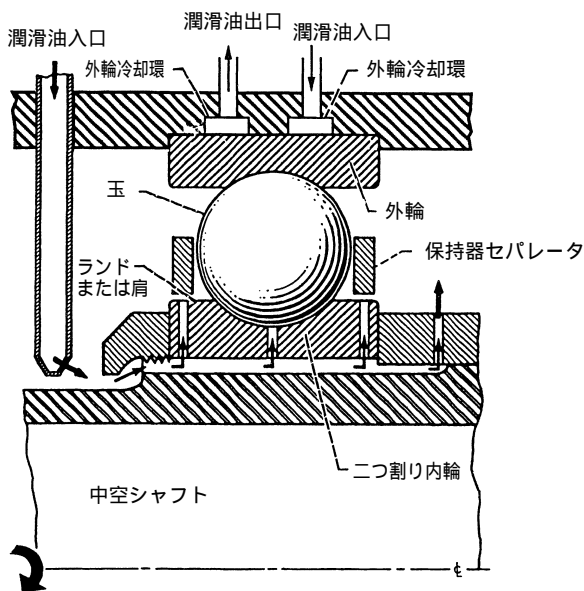


図9 軸受の熱管理用の外輪を備えたアンダーレース潤滑
Underrace lubrication with outer-race cooling providing for bearing thermal management

の結果得られた軸受は、ABEC-5グレードの二つ割り内輪120mm内径玉軸受である。この軸受は、以前の研究で用いられた軸受とほぼ同様の軸受である。内輪と外輪及び玉は、同一チャージの真空誘導溶解真空アーク再溶解(VIM-VAR) AISI M-50鋼で製造された。以前の供試軸受CVM AISI M-50で製作されていた。double vacuum鋼の使用についての決定は、Morrisonら⁴⁷⁾による1962年の研究に基づいている(図10)。玉とレースの公称硬度は室温でロックウェルC-63であった。各軸受は、直径2.0638cm(13/16インチ)の玉を15個有していた。玉とレースの材料の残留オーステナイト量は3パーセント未満であった。保持器はロックウェル硬度28~35に熱処理され最大0.005cm(0.002インチ)厚さの銀メッキ(AMS 2410)を施された鉄系合金(AMS 6415)でできた一体型内輪案内方式であった。保持器は、3g-cm(0.042オンス・インチ)以内にパラシシング調節されたものであった。

軸受の内輪と外輪の曲率は、それぞれ54パーセントと52パーセントであった。公称接触角は24°であった。以前の供試軸受の公称接触角は20°であった。

保持器以外のすべてのコンポーネントは±1ロックウェルCポイント以内でマッチングされた。このマッチングによって、すべての軸受の公称硬度差(たとえば、玉硬度からレース硬度を引いたもの。一般にHと呼ぶ)が確実にゼロとされた³⁹⁾。

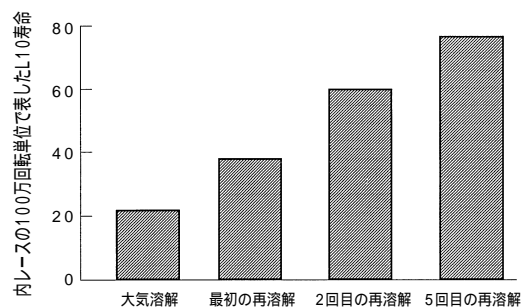


図10 同一溶解のAISI 52100の大気溶解及び連続真空アーク再溶解で作られた6309サイズ軸受内輪の転動体疲労寿命。Morrisonらによる
Rolling-element fatigue life of 6309-size bearing inner races made from air melt and successive vacuum arc remelts of same heat of AISI 52100. Performed by Morrison et al.

レースの表面仕上げは、 $0.05\ \mu\text{m}$ (2 μ インチ) AA未満であった。玉の表面仕上げは、 $0.025\ \mu\text{m}$ (1 μ インチ) AA未満であった。

この軸受デザインは、二つ割り内輪に機械加工で設けられたラジアル方向穴によってアンダーレース潤滑を可能にしている。また、内輪内径から内輪肩部中心に放射状に配置された小径穴を設けることによって、内輪のランド対保持器潤滑にも対応している。ジェット潤滑と内輪潤滑における温度及び動力損の比較が図11で示されている⁴⁸⁾。

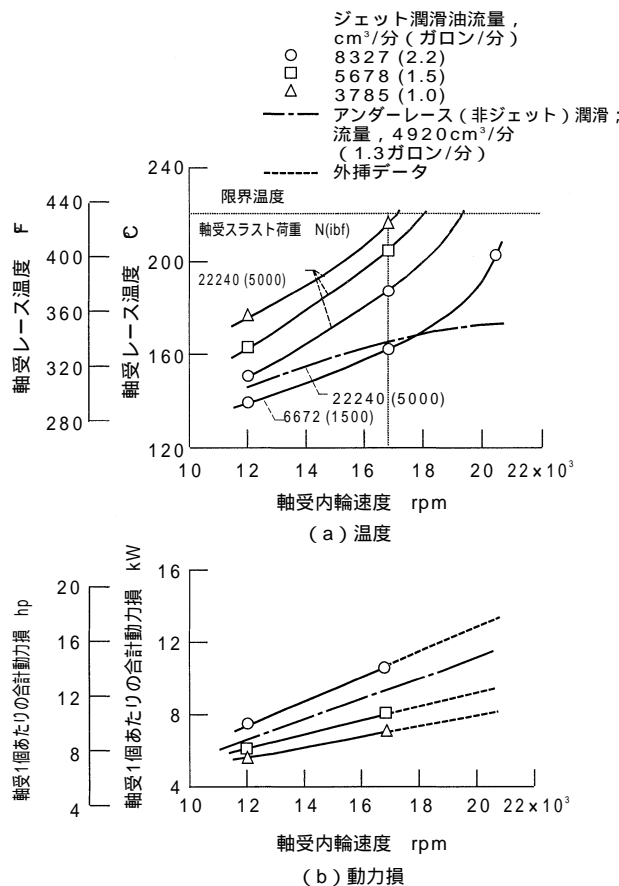


図11 さまざまなスラスト荷重及び潤滑油流量の関数としての、デュアル・オリフィス・ジェット潤滑時の軸受内輪温度及び動力損
 軸受タイプ: 120mm内径アンギュラ玉軸受
 潤滑油ジェットのタイプ: デュアル・オリフィス
 ジェットの数: 軸受ごとに2カ所
 潤滑油入口温度: 120°C (250°F)
 接触角: 20°
 Bearing inner-race temperature and power loss with dual-orifice jet lubrication as a function of speed for varying thrust loads and lubricant flow rates.
 Bearing type: 120mm-bore, angular ball bearing
 Lubricant jet type: dual orifice
 Number of jets: 2 per bearings
 Oil-inlet temperature: 120°C (250°F)
 Contact angle: 20°

120mm内径アンギュラ玉軸受の2つのグループについて、テトラエステル潤滑油を軸受温度 218°C (425°F) で用いることで疲労試験が行われた。試験条件は、シャフト速度が12000または25000rpm (dn 値144万または300万), 軸受スラスト荷重が66721N (5000ポンド) であった⁴⁹⁾。まず dn 値300万試験を実施し、 dn 値144万での試験に基づき試験結果にベンチマークを設定する予定であった。1973年6月29日, 最初の試験が実行された。合計30個の軸受が各速度で試験された。Eric Bamberger, Hans Signer及び筆者は、軸受を試験装置に組み込んだ技師とともに立ち合いを行った。この特殊試験装置を設計したHans Signerがスイッチを操作し試験を開始した。2500時間後、供試軸受は無傷で試験装置から取り外された。世界最長の寿命を有する高速軸受が試験に耐えたわけである。

これらの試験での疲労寿命試験結果が、図12に示されている。 dn 値144万及び300万では、合計軸受

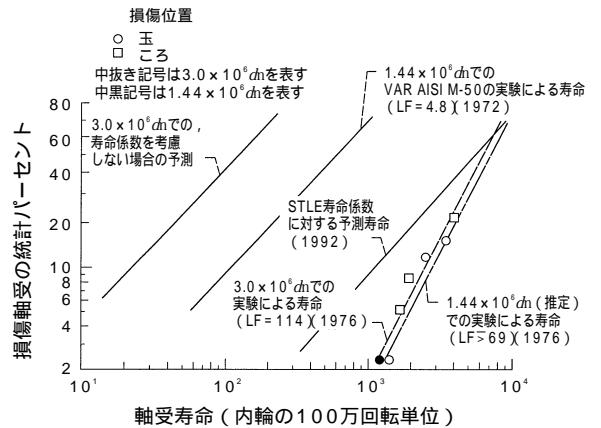


図12 120mm内径アンギュラ玉軸受の耐久特性
 スラスト荷重: 22.24kN { 5000lbf }
 温度: 218°C (425°F)
 材料: VIM-VAR AISI M-50鋼
 内輪: 鍛造
 材料硬度: ロックウェルC63
 転動体及び内レースの実際の硬度間の差: $H=0$
 潤滑油: テトラエステル
 Endurance characteristics of 120mm-bore, angular ball bearings.
 Thrust load: 22.24kN { 5000lbf }
 Temperature: 218°C (425°F)
 Material: VIM-VAR AISI M-50 steel
 Inner race: forged
 Material hardness: Rockwell C 63
 Difference between actual hardnesses of rolling elements and inner race: $H=0$
 Lubricant: tetraester

試験時間はそれぞれ84483時間及び74800時間となっている⁴⁹⁾。

1つの軸受のみが dn 値144万(12000rpm)で破損した。その結果、この速度での軸受寿命分布は、図12に示す dn 値300万(25000rpm)での試験結果に基づいており、推定にすぎない。

実験の結果得られた寿命は、寿命係数を考慮せずLundbergとPalmgrenの方法により得られた予想寿命と比較された。ただし、25000rpm時の玉の遠心力荷重効果は考慮されている。予測 L_{10} (10パーセント)寿命は、 dn 値300万での内輪の回転数で 21×10^6 であった。すでに論じた実験による寿命(図12)に基づく L_{10} 寿命(接触角、スラスト荷重及び速度の差異について調節されたもの)は、内輪回転数で約 105×10^6 である。この寿命は、材料係数5を予測寿命に乗じるという1960年代の設計慣行に適合している。 dn 値300万で試験された軸受と以前により低速で試験された軸受の差は、接触角以外の主要な違いでは、2回繰返し真空溶解(VIM-VAR) AISI M50鋼が従来の消耗電極真空溶解(CVM) AISI M-50鋼に換えて使用されたことである。

dn 値144万(12000rpm)試験では、唯一の損傷は1個の玉に発生したものであった。6カ所で損傷が発生した dn 値300万(25000rpm)試験では、3カ所は内輪レースで発生し、3カ所は個別の玉で発生した。



図13 dn 値300万で運転された120mm内径アンギュラ玉軸受の破壊した内輪レース。誘発欠陥の位置で内輪のスポーリングが原因である。
Fractured inner race of 120mm-bore, angular ball bearing operating at 3 million DN caused by inner-race spalling at induced defect.

損傷軸受に対する金属解析の結果、損傷が古典的サブサーフェス転動体疲労によって開始されることが明らかとなった。この損傷モードでは、サブサーフェスで始まるスポーリングが発生する。スポーリングは応力を上昇させるから、大きなhoop応力が存在することになり、たとえば dn 値300万のような高速では、内輪が図13⁴⁹⁾に図示するような破断を発生する原因となる。したがって、超高速での内輪の破断は重大な問題である。この問題に対する解決方法として、破壊力学に立脚した高速軸受鋼の破断強度増加をめざした材料開発をすることが不可欠である⁴⁹⁾。

この問題に対する解決法は、浸炭または表面硬化鋼を用い、しかも鋼素材のコアが延性を維持し、破断に対する耐性を有することである。E. N. Bamberger⁵⁰⁾は、浸炭処理可能な、改良型AISI M-5材料を考案した。この材料はM-50 NiLと呼称される。M-50 NiL材料を用いると、内輪損傷を心配することなく dn 値300万が実現しうる。

要 約

転がり軸受技術は、現在までに4000年以上の期間をかけて進歩してきた。1868年にペダル式自転車に玉軸受が用いられたことで、軸受産業が始まった。1920年までには、今日生産されているほとんどの種類の軸受が生産された。1950年代には、NASAレイス研究センターが、航空ジェット・エンジン・メインシャフト用玉及びころ軸受の温度及び速度特性を向上するための研究プログラムを開始した。このプログラムは、米国主要航空タービン・エンジン・メーカーの予想に対する対応であった。この時点で、エンジン、軸受速度が dn 値300万に達し、温度が316 (600°F)に達することが予想された。1973年6月29日、初めて dn 値300万を達成した軸受が出現した。NASAによるプログラムの成果として、以下の転がり軸受技術の進歩が達成された。

1. 軸受が商用航空機で一般的な疲労寿命と信頼性を実現しながら，最大 dn 値 300 万までの速度で，軸受を運転できる。現在のジェット・エンジンは dn 値 230 万までの速度に制限されている。
2. 航空エンジン用転がり軸受の温度特性が 149 から 316°C (300 から 600°F) に強化され，しかも低酸素環境での信頼性が増加した。空気環境内では温度は 218°C (425°F) に制限される。
3. 利用可能な，軸受鋼，潤滑油，及び，軸受デザインがガス・タービン・エンジンの高温高速アプリケーションに対して定義・確立された。
4. 転がり軸受の解析及び設計用のコンピュータ・プログラムが開発，改良され，かつ実験によって証明された。

(翻訳 : NTN 責任による)

References

1. Zaretsky, E. V., "A. Palmgren Revisited- A Basis for Bearing Life Prediction", Lubrication Engineering, J. STLE, V. 54, N. 2, February, 1998, pp. 18-24.
2. Lundberg, G., and Palmgren, A., "Dynamic Capacity of Rolling Bearings", Acta Polytechnica Mech. Eng. Series, V. 1, N. 3, 1947.
3. Morton, H. T., Anti-Friction Bearings, Hudson T. Morton, Ann Arbor, MI, 1965.
4. Agricola, O., De Re Metallica, 1556, English translation by Hoover, H. C. and Hoover, L. H. Dover Publications, New York, 1959.
5. Stribeck, R., "Reports From the Central Laboratory for Scientific Technical Investigation", 1900, English translation by Hess, H., ASME Trans., V. 29, 1907, pp. 420-426.
6. Palmgren, A., "The Service Life of Ball Bearings", Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure, V. 68, N. 14, pp. 339-341, 1924.
7. Thomas, V. A. and Hoersch, H. R., "Stresses Due to the Pressure of One Elastic Solid Upon Another With Special Preference to Railroad Rails", Bulletin 212, Engineering Experimental Station, University of Illinois, Urbana, IL, 1930.
8. Weibull, W., "A Statistical Theory of the Strength of Materials", Ingeniors Vetenskaps, Proc. of the Royal Swedish Academy Of Eng., V. 151, 1939.
9. Weibull, W., "The Phenomenon of Rupture of Solids" Ingeniors Vetenskaps, Proc. of the Royal Swedish Academy Of Eng., V. 153, 1939.
10. Weibull, W., "A Statistical Distribution of Wide Applicability", J. Applied Mech., Trans. ASME, V. 18, 1951, pp. 293-297.
11. Lundberg, G., and Palmgren, A., "Dynamic Capacity of Rolling Bearings", Acta Polytechnica Mech. Eng. Series, V. 2, N. 4, 1952.
12. ISO 281: 1990(E), "Rolling Bearings-Dynamic Load Ratios and Rating Life", International Organization for Standardization, Geneva, 1990.
13. ANSI/AFBMA 9-1990, "Load Ratings and Fatigue Life for Ball Bearings", The Anti-Friction Bearing Manufacturers Association, Washington, DC, 1990.
14. ANSI/AFBMA 11-1990, "Load Ratings and Fatigue Life for Roller Bearings", The Anti-Friction Bearing Manufacturers Association, Washington, DC, 1990.
15. Way, S., "Pitting Due to Rolling Contact", J. Applied Mech., Trans. ASME, V. 2, 1935, pp. 49-A58; discussion, pp. A110-A114.
16. Schmitter, W. P., "Determining Capacity of Helical and Herringbone Gearing", Machine Design, July, 1934, pp. 33-37, 44-61.

17. Grubin, A. N., "Fundamentals of the Hydrodynamic Theory of Heavily Loaded Cylindrical Surfaces", Investigation of the Contact Machine Components, Kh. F. Ketova, ed., translation of Russian Book No. 30, Central Scientific Institute of Technology and Mechanical Engineering, Moscow. (Available from Dept. of Scientific and Industrial Research, Great Britain, Trans. CTS-235, and from Special Libraries Association, Chicago, Transl. R-3554.)
18. Zaretsky, E. V., Sibley, L. B., and Anderson, W. J., "The Role of Elastohydrodynamic Lubrication in Rolling-Contact Fatigue", J. Basic Engineering, Trans. ASME, Ser. D, V. 85, N. 1, 1963, pp. 439-450.
19. Dowson, D., and Higginson, G. R., Elastohydrodynamic Lubrication - The Fundamentals of Roller and Gear Lubrication, Pergamon Press, Oxford, 1966.
20. Archard, J. F., and Cowking, E. W., "Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts", Proc. Inst. Mech. Engrs., Pt. 38, V. 180, pp. 47-66.
21. Hamrock, B. J., and Dowson, D., "Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts. Part III-Fully Flooded Results", J. Lubr. Tech., Trans. ASME, V. 99, N. 2, 1977, pp. 264-276.
22. Hamrock, B. J., and Dowson, D., "Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts. Part IV Starvation Results", J. Lubr. Tech., Trans. ASME, V. 99, N. 1, 1977, pp. 15-23.
23. Tallian, T. E., et al., "Lubricant Films in Rolling Contact of Rough Surfaces", ASLE Trans., V. 7, N. 2, 1964, pp. 109-126.
24. Tallian, T. E., "On Competing Failure Modes on Rolling-Contact", ASLE Trans., V. 10, N. 4, 1967, pp. 418-439.
25. Jones, A. B., "The Life of High Speed Ball bearings", ASME Trans., V. 72, 1952, pp. 695-703.
26. Jones, A. B., "Ball Motion and Sliding Friction in Ball Bearings", J. Basic Engr., Trans. ASME, V. 81, N. 1, 1959, pp. 1-12.
27. Jones, A. B., "A General Theory for Elastically Constrained Ball and Radial Roller bearings Under Arbitrary Load and Speed Conditions", J. Basic Engr., V. 82, N. 1, 1960, pp. 309-320.
28. Harris, T. A., "An Analytical Method to Predict Skidding in Thrust-Loaded, Angular Contact ball bearings", J. Lubr. Tech., Trans. ASME, V. 93, N. 1, 1971, pp. 17-24.
29. Coe, H. H., and Zaretsky, E. V., "Predicted and Experimental Performance of Jet-Lubricated 120-mm Bore Ball bearings Operating to 2.5 million DN", NASA TP-1196, 1978.
30. Harris, T. A., "An Analytical Method to Predict Skidding in High Speed Roller Bearings", ASLE Trans. V. 9, N. 1, 1966, pp. 229-241.
31. Poplawski, J. V., "Slip and Cage Forces in a High Speed Roller Bearing", J. Lubr. Tech., Trans. ASME, V. 94, N. 1, 1972, pp. 143-152.
32. Rumbarger, J. H., Filetti, E. G., and Gubernick, D., "Gas Turbine Engine Bearing-System Analysis", J. Lubr. Tech., V. 94, N. 1, 1973, pp. 401-416.
33. Gupta, P. K., "Dynamics of Rolling-Element Bearings; Part I -Cylindrical Roller Bearing Analysis; Part II - Cylindrical Roller Bearing Results; Part III -Ball bearing Analysis; Part IV -Ball Bearing Results", J. Lubr. Tech., V. 101, N. 3, 1979, pp.292-326.
34. Anderson, W. J., "Performance of 110-Millimeter-Bore M-1 Tool Steel Ball Bearings at High Speeds, Loads, and Temperatures", NACA TN 3892, 1957.
35. Anon., "Monthly Progress Report to Wright Air Development Center-Wright Paterson Air Force Base", Prog. Rep. No. 21, SKF Ind., Inc., Apr. 30, 1955.
36. Barnes, G. C., and Ryder, E. A., "A look at Some Turbine Bearing Problems", SAE Paper No. 693, 1956.
37. Zaretsky, E. V., and Anderson, W. J., "Preliminary Determinations of Temperature Limitations of Ester, Ether and Hydrocarbon Base Lubricants in 25-mm-Bore Ball Bearings", NASA TN D-4146.
38. Parker, R. J., and Zaretsky, E. V., "Rolling-Element Fatigue Lives of Through-Hardened Bearing Materials", J. Lubr. Tech., Trans. ASME, V. 94, N. 2, 1972, pp. 165-173.
39. Zaretsky, E. V., "Selection of Rolling-Element Bearing Steels for Long-Life Application", Effects of Steel Manufacturing Processes on the Quality of Bearing Steels, ASTM STP-987, J. J. C. Hoo, ed., American Society of Testing Materials, Philadelphia, PA, 1988, pp. 5-43.
40. Zaretsky, E. V., and Bamberger, E. N., "Advanced Airbreathing Engine Lubricants Study With a Tetraester Fluid and a Synthetic Paraffinic oil at 492 K(425°F)", NASA TN D-6771, 1972.
41. Zaretsky, E. V., and Anderson, W. J., "Rolling-Element Bearing Life From 400° to 600°F", NASA TN D-5002, 1969.
42. Bamberger, E. N., and Zaretsky, E. V., "Fatigue Lives at 600°F of 120-Millimeter-Bore Ball Bearings of AISI M-50, AISI M-1, and WB-49 Steels", NASA TN D-6156, 1971.
43. Macks, E. F. and Nemeth, Z. N., "Lubrication and Cooling Studies of Cylindrical Roller Bearings at High-Speeds", NACA TR-1064, 1952.
44. Brown, P. F., "Bearing and Dampers for Advanced Jet Engines", SAE Paper No. 700318, 1970.
45. Zaretsky, E. V., Signer, H., and Bamberger, E. N.,

- "Operating Limitations of High-Speed Jet- Lubricated Ball bearings", J. Lubr. Tech., Trans. ASME, V. 98, N. 1, 1976, pp.32-39.
46. Signer, H., Bamberger, E. N., and Zaretsky, E. V., "Parametric Study of Thrust Loaded 120-mm Bore Ball Bearings to 3 Million DN", J. Lubr. Tech., V. 95, N. 3, 1974, pp. 515-524.
47. Morrison, T. W., Tallian, T., Walp, H. O., and Baile, G. H., "The Effect of Material Variables on the Fatigue Life of AISI 52100 Steel Ball Bearings", ASLE Trans., V. 5, N. 2, 1962, pp. 347-364.
48. Zaretsky, E. V., Signer, H., and Bamberger, E. N., "Operating Characteristics of 120-mm Bore Bearings at 3×10^6 DN", NASA TN D-7837, 1974.
49. Bamberger, E. N., Zaretsky, E. V., and Signer, H., "Endurance and Failure Characteristics of Main-Shaft Jet Engine Bearings at 3×10^6 DN", J. Lubr. Tech., Trans. ASME, V. 98, N. 4, 1976, pp. 580-585.
50. Bamberger, E. N., "Status of Understanding for Bearing Materials, "Tribology in the 80's, V. 2, NASA CP-2300-VOL-2, W. F. Loomis, ed., 1983, pp. 773-794.

Bibliography

- Morton, H. T., Anti-Friction Bearings, Hudson T. Morton, Ann Arbor, MI, 1965.
- Zaretsky, E. V., Parker, R. J., and Anderson, W. J., "NASA Five-Ball Fatigue Tester-Over 20 Years of Research", Rolling Contact Fatigue Testing of Bearing Steels, ASTM STP-771, J. J. C. Hoo, ed., American Society for Testing Materials, Philadelphia, PA, 1982, pp. 5-45.
- Zaretsky, E. V., Schuller, F. T., and Coe, H. H., "Lubrication and Performance of High-Speed Rolling-Element Bearings", Lubrication Engineering, V. 41, N. 12, 1985, pp. 725-732.
- Zaretsky, E. V., "Selection of Rolling-Element Bearing Steels for Long-Life Application", Effects of Steel Manufacturing Processes on the Quality of Bearing Steels, ASTM STP-987, J. J. C. Hoo, ed., American Society of Testing Materials, Philadelphia, PA, 1988, pp. 5-43.
- Zaretsky, E. V., ed., STLE Life Factors for Rolling Bearings, STLE SP-34, 1992, Society of Tribologists and Lubrication Engineers, Park Ridge, IL.
- Zaretsky, E. V., ed., Tribology for Aerospace Applications, STLE SP-37, 1997, Society of Tribologists and Lubrication Engineers, Park Ridge, IL.