

学位論文要旨

密度の異なるプレアロイ低合金鋼焼結浸炭焼入れ歯車の 荷重伝達能力と FEM による応力解析

GH14701 永田 尊礼

自動車のトランスミッション用動力伝達歯車は高回転・高トルク環境で使用されるため、素材には SCM 材や SCR 材など機械構造用溶製合金鋼(溶製鋼)が用いられている。これから歯車を製作する場合、多種多様な工作機械が使用され、一般に切断、荒加工、歯切り加工、シェービング加工などが行われ、そのほか熱処理や仕上げ加工など後加工が施されている。そのため、工程が複雑化してしまいコスト削減やリードタイムの短縮などが困難となっている。特に、自動車産業においてはコスト優先であることから、工程の簡略化あるいは根本的な見直しが強く求められている。一方、粉末冶金法は混合、成形、焼結の三工程のみでほぼ最終製品に近い形状まで製作でき、また金型を一度製作すればその製品を多量に生産できる特徴がある。そのため、歯車のような複雑形状をした部品を生産する場合、粉末冶金法は最適な製法であると言える。その反面、これで得られる焼結鋼は内部に不特定多数の空孔が存在するため、密度($\rho = 6.8 \sim 7.2 \text{ Mg/m}^3$)が低く、強度も溶製鋼に比べ劣る欠点を有している。これにより、焼結鋼の使用は低い荷重下で使用される部品に限られ、動力伝達歯車のような高荷重の加わる機械部品には信頼性の面で実用化されず、溶製鋼を素材とした部品からの置き換えが進んでいない。

近年、一回圧縮一回焼結(1P1S)のみで非常に高密度な焼結鋼($\rho = 7.5 \text{ Mg/m}^3$ 以上)を作製できるプレアロイ合金鋼粉が開発され、これから製作した焼結鋼歯車に適切な表面転造と浸炭焼入れを施すと、一般的な溶製鋼歯車の曲げ疲労強度(1 GPa)、面圧疲労強度(2 GPa)に匹敵するレベルに達することが明らかにされた。しかし、高密度な焼結鋼を作製する場合、成形圧力を著しく大きくしなければならないため金型から取り出すときの成形体損傷、金型寿命が短くなるなど新たな問題もある。これに対し、密度が若干低い焼結鋼($\rho = 7.3 \sim 7.4 \text{ Mg/m}^3$)であれば、成形圧力を高密度な場合に比べ 20%以上低減できる利点があるほか内在する空孔は軽量化や騒音軽減に寄与するなど歯車素材として優位な特性を有している。仮に、密度が若干低い焼結鋼歯車に対して、表面転造による歯表面層の高密度化や適切な表面硬化熱処理を施すことで、十分な荷重伝

達能力を付与できれば、これら諸問題は解決できる。

また、上記に溶製鋼歯車に匹敵する強度を有した密度 7.5 Mg/m^3 以上の高密度な焼結鋼歯車を製作できることを記したが、未だ実用化された例は少ない。これは、焼結鋼の内部に存在する空孔が切欠き欠陥として作用するとして強度不足の懸念が持たれていることが考えられ、空孔が内在する焼結鋼であっても強度が得られていることを理論的に立証する必要がある。その方法には一般的に有限要素法 (FEM) が用いられているが、これまでの FEM 解析は溶製鋼や焼結鋼など素材の違いを区別することができないため、不特定多数の空孔を内包している焼結鋼では、計算に必要な材料特性に対しその影響を考慮した値を付与する代替え策が採られている。しかし、この方法は解析モデルを均質等方性材料として扱うため、モデル全体に生じる応力分布は均一な応力場となる。実際、空孔のような欠陥が素材中に分散している焼結鋼では、その周囲に応力集中が生じるためモデル全体に現れる応力分布は均一な応力場とは異なると考えられ、得られる解析結果は実際の現象を説明することができない。そこで、焼結鋼に内在する空孔をモデルに再現できれば、その周囲に生じる応力集中が求められ、これをモデル全体の応力分布に反映できると考えられる。

本論文では、まずプレアロイ合金鋼粉から製作した密度の異なる焼結鋼歯車について、表面転造する場合と未転造の場合とで焼結鋼歯車の一本歯曲げ疲労試験、運転試験を行い、初期密度や歯の表面層緻密化の度合いが疲労強度（曲げ疲労強度、面圧疲労強度）に与える効果を検討する。次に、FEM を使用した焼結鋼歯車の理論的な応力解析を行うため、はじめに空孔の周囲に生じる応力集中を解析結果に反映させる新たな試み（モデルの構築）について検討し、その空孔の分布や大きさ、表面層緻密化の度合いが応力分布に与える効果を解析的に検証した。さらに、得られた解析結果と実際の試験結果とを比較することで定性的、定量的な評価を行っている。

試験歯車は、2 種類のプレアロイ合金鋼粉 (Cr-Mo 系, Ni-Mo 系) を使用して、各々 1P1S の工程から密度 $7.30 \sim 7.55 \text{ Mg/m}^3$ の範囲にある密度の異なる焼結鋼平歯車を製作し、そのうち転造する歯車には CNC 転造盤を使用して表面層の緻密化を行った。そして、全ての試験歯車に対して浸炭焼入れを施した後、各疲労試験に供した。試験はパルセータによる一本歯曲げ疲労試験、動力循環式歯車運転試験機を使用した面圧疲労試験を行った。

この結果、いずれのプレアロイ合金鋼粉から製作した焼結鋼歯車の曲げ疲労強度は、未転造の場合では密度 7.5 Mg/m^3 以上に高密度化すれば溶製鋼歯車のそれに匹敵するレベルに達する。また、転造した焼結鋼歯車の曲げ疲労強度と

面圧疲労強度は、密度 7.40 Mg/m^3 まで低くしても溶製鋼歯車に匹敵する強度を有し、特に密度 7.40 Mg/m^3 の歯車は溶製鋼歯車や密度 7.5 Mg/m^3 以上の歯車に比べ大きく強度が向上する。そして、密度 7.40 Mg/m^3 の焼結鋼歯車は転造することによって未転造時に比べ強度の増加率が最も大きく、表面層緻密化による強度の向上効果が顕著に現われる。以上により、各々のプレアロイ合金鋼粉から製作した、密度 7.40 Mg/m^3 以上の焼結鋼歯車に対して、転造による表面層の緻密化を行うことによって、疲労強度は現行使用されている溶製鋼歯車のそれに匹敵、あるいはそれ以上の強度を有することを明らかにした。そして、空孔を含む焼結鋼であっても、高荷重の環境で使用される溶製鋼の代替材として、十分使用に耐えうることを明らかにした。

次に、FEM を使用した焼結鋼歯車の応力解析では、空孔の周囲に生じる応力集中を解析結果に反映させるため、モデルに空孔を配置する新たな試みを検討した。まず応力集中を求めるため、実際に製作した密度の異なる各焼結鋼歯車の空孔組織写真を基に、空孔の分布や大きさ、形状を取り込んだモデルを構築し、これの表面層から所定の深さに配置した空孔を除去する（以下、これを緻密化深さ δ と称する）ことで、表面転造を表現した表面層緻密化モデルをも構築した。解析はこのモデルを使用した焼結鋼歯車の歯の曲げ応力解析、噛合い時の純転がり接触（ピッチ点）を想定した接触応力解析を行い、表面層緻密化の度合いや密度の違いが応力分布に与える効果を検討し、得られた解析結果と実際の試験結果（一本歯曲げ疲労試験、運転試験）とを比較している。

この結果、歯元曲げ応力分布では隅肉部の最弱断面近傍最表面層に最大主応力の極大値 σ_{1_peak} が生じ、それは密度が低いほど、又は δ が大きいほど小さくなる。そして、 δ が十分に大きくなると密度に関わらず σ_{1_peak} はほぼ同等になる。ピッチ点を想定した接触応力解析では、垂直対称軸において最大主せん断応力の極大値 τ_{1_peak} が接触点から深さ約 $90 \text{ }\mu\text{m}$ の位置で発生し、 τ_{1_peak} と密度の関係、 τ_{1_peak} と δ の関係は σ_{1_peak} における密度や δ との関係と同様の傾向が得られる。また、いずれの応力分布も密度 7.40 Mg/m^3 のモデルにおいて δ が深くなるほど、特に $\delta = 0.2 \text{ mm}$ 以上に表面層の緻密化を行うと、 σ_{1_peak} や τ_{1_peak} の減少率はこれの前後の密度モデルに比べ最も大きく、強度の向上効果が FEM 解析結果からも得られることを明らかにした。そして、実際の空孔を再現した FEM モデルを使用したシミュレーション結果は、実際の試験結果を定性的、定量的によく説明でき、焼結鋼のような異なる物質を含む素材の FEM 解析を行う場合には、本モデルを使用する手法が有効であることを明らかにした。

Load Bearing Capacity of Pre-Alloyed Sintered Steel Gears with Different Densities and Stress Analysis Using FEM Model Considering Voids

Takahiro Nagata

Automotive power transmission gears must have enough load-bearing capacity to ensure long-term vehicle reliability. These types of gears are currently made of low alloy wrought steels for case-hardening and are manufactured with many processing steps including soft machining, heat treatment, and hard finishing. Thus, it is very difficult to reduce the total production costs for such high performance gears. In the automotive industry, there is a strong demand for net-shape forming with low environmental impact, and most kinds of automotive parts are currently manufactured by chipless processes such as plastic forming or powder metallurgy (P/M). P/M technologies consisting of only three steps of mixing, compacting, and sintering are especially suitable for producing small complex shaped parts such as gears. However, P/M gear preforms lack the extremely tight accuracy often required by the automotive industry. Furthermore, the fatigue strength of P/M gears is also limited because of the residual porosity in the P/M texture. Therefore, P/M gears have been associated with relatively low-cost and low-performance gear applications, such as oil pumps, silent chain sprockets in automotive engines, and gears for two-wheels vehicles.

Recently, some high-density and high-strength sintered steels for auto-motive power train gears were developed by mixing completely pre-alloyed steel powder. In addition, finish gear rolling technology gives the very cost effective high precision processing of P/M gears with full surface density to improve the load bearing capacity. It has already been demonstrated that case-carburized and surface rolled P/M gears with a density above 7.5 Mg/m^3 made of Cr-Mo or Ni-Mo pre-alloyed sintered steel can achieve bending and surface fatigue strengths of 1.0 GPa and 2.0 GPa, respectively, which completely match with those of case-carburized gears made of the typical Cr-Mo wrought steel most commonly used for transmission gears. However, some serious problems have appeared as the density of the P/M gear preforms increases: the short die life in the

compaction process, the heterogeneous pore distribution in the gear teeth, the crack generation at the tooth tip of the rolled gears, and so on. Thus, in the actual manufacturing process, we expect that the density of as-sintered P/M gears may be restricted up to 7.4 Mg/m³ due to the complexity of transmission gear shape having a large helix angle and a high tooth whole depth.

Then, we carried out the surface rolling experiments and the bending and surface durability tests using the P/M spur gears made of 1.5Cr-0.2Mo or 0.5Ni-1.0Mo pre-alloyed sintered steels with different densities in the range from 7.3 Mg/m³ to 7.55 Mg/m³. The first purpose of this study is to examine the effect of surface rolling on the load bearing capacity of each P/M gear and to determine the appropriate preform density and the surface densification level for automotive power transmission gears. The P/M gear specimens were machined from the sintered packs made by the single-press single-sinter (1P1S) route and some were surface-rolled using a high-precision CNC form rolling machine of two roller-dies transverse type. All of the test gears were case-carburized to obtain the effective hardened depth ($HV=550$) at least 0.5 mm. The bending durability was investigated by single tooth bending fatigue (STBF) tests, and the surface durability was evaluated using a power recirculation-type testing rig under the combination of a driving P/M pinion and a counter wrought steel gear. Those experimental results confirmed that the surface-rolled case-carburized pre-alloyed P/M gears with a density of 7.40 Mg/m³ or more have sufficiently high load bearing capacities to replace gears made of typical Cr-Mo low-alloy case-carburized wrought steel.

Incidentally, we have conventionally thought that voids included in the sintered steel have only harmful effects on the fatigue strengths of P/M gears. However, there seem to be few studies that analytically investigate the influence of shape, size and distribution of voids on the stress field and the modified effects of the fatigue strength by surface densification in P/M gear tooth flank layer during operation. Hence, we then performed the stress analysis of P/M gears using the original FEM simulation models considering voids obtained from the actual metallographic observation. The second objective of this study is to resolve the effects of the porosity and the surface densification level on the stress field by comparing the experimental and the numerical simulation results. STBF tests was

simulated using one tooth segment FE-model to analyse the bending stress around the critical section on the root fillet of the gear tooth flank. The gear running tests were also analytically investigated by examining the contact stress distributions around the operating pitch point of P/M pinion using a simplified FE-model of two contact cylinders having the equivalent radius of curvature. The STBF simulation results show that the peak value of the maximum principal stress σ_{1_peak} on the surface near the most critical stressed point increased with the increase of the porosity for as-sintered gears, and was decreased as the amount of fully densified depth δ was increased. In the contact stress analysis, the peak of the maximum shear stress τ_{1_peak} decreased as δ increased, and there was only a slight difference in the τ_{1_peak} distribution for every P/M pinion when δ reached 0.3 mm. These simulation results appear to explain the durability test results very well and reveal the appropriate δ level.

密度の異なるプレアロイ低合金鋼
焼結浸炭焼入れ歯車の
荷重伝達能力と FEM による応力解析

永田 尊礼

密度の異なるプレアロイ低合金鋼焼結浸炭焼入れ歯車の 荷重伝達能力と FEM による応力解析

目次

1 章 序論

1.1	自動車産業における温室効果ガス排出削減と将来の展望	1
1.2	自動車主要部品である歯車製作の現状と粉末冶金法	5
1.3	焼結鋼歯車の開発経緯	8
1.4	焼結鋼歯車の応力解析の現状と新しい試み	12
1.5	本研究の目的	14
1.6	参考文献	17

2 章 試験歯車の製作と試験方法

2.1	原料粉末	21
2.2	試験歯車	26
2.3	空孔観察、空孔率の測定	44
2.4	硬さ試験	46
2.5	歯元曲げ疲労試験	
2.5.1	曲げ疲労強度の設計	47
2.5.2	曲げ疲労試験	50
2.6	歯車運転試験	
2.6.1	Hertz の弾性接触理論	53
2.6.1.1	点接触	(53)
2.6.1.2	線接触	(59)
2.6.2	運転試験（面圧疲労試験）	62
2.7	参考文献	64

3 章 試験結果

3.1 空孔観察、空孔率	68
3.2 硬さ分布	76
3.3 曲げ疲労試験結果	80
3.4 運転試験結果	85
3.5 小括	89
3.6 参考文献	91

4 章 FEM による応力解析方法

4.1 歯元曲げ応力解析	94
4.2 接触応力解析	105
4.3 材料特性の算出	113
4.4 参考文献	118

5 章 解析結果

5.1 従来の手法による応力解析	121
5.2 歯元曲げ応力解析	125
5.3 接触応力解析	133
5.4 小括	155
5.5 参考文献	157

6 章 総括

構成論文・参考文献	160
-----------	-----

謝辞	161
----	-----

1 章 序論

1.1 自動車産業における温室効果ガス排出削減と将来の展望

近年のエネルギー問題は、1970 年代に化石燃料の供給量低減、枯渇に係るオイルショックが二度に亘り起きたが、これは供給側の問題であった。しかし、最近では新興国におけるエネルギー需要の拡大によって、全世界で資源やエネルギーの調達競争が激化する消費拡大（需要側）の問題に変わっている。そして今日ではエネルギーの消費拡大に伴い有害微粒子（PM 粒子）や温室効果ガスの排出量が増大し、地球環境に甚大な影響を及ぼすまでに至っている。世界全体の温室効果ガス排出量は CO₂ 換算で 1990 年に約 210 億トンから 2010 年に約 305 億トンにまで大幅に増加し¹⁾、今後 21 世紀末までに 18 世紀の産業革命以前の平均気温に対し、その上昇を 2℃未満に抑えなければ激しい気候変動、感染症の拡大、水不足、食糧や生態系に破壊的な影響を及ぼすなど深刻な問題に発展するとされている。これを受け、国連において温室効果ガス排出規制が議論され、1997 年に京都議定書、2015 年にパリ協定（COP21）の合意がなされた。日本の温室効果ガス総排出量は、Fig.1-1 に示すように 2013 年度 14.5 億トンと、一国あたりの排出量としては世界第 5 位の排出国である²⁾。COP21 に批准している日本の削減目標は、2013 年度比で 2030 年までに 26%、2050 年までに 80%の削減になっている。日本における 2015 年度排出量は環境省発表の速報値によれば約 13.2 億トンであり、そのうち運輸部門（自動車）が占める割合はおよそ 17%と、産業部門、商業部門に続く 3 番目の排出量になっている（Fig.1-2）³⁾。

自動車から排出される温室効果ガス削減に対するメーカーの取り組みは、従来のガソリン、ディーゼルを内燃機関とした自動車ではダウンサイジング、エンジンの熱効率向上、各部品間の損失低減、ターボチャージャの搭載、軽量化など燃費向上に関する様々な検討が今なお進められ、その幾つかは実用化もされている。また、これとは異なる動力源を使用した電気や燃料電池など CO₂ ガスを排出しない次世代パワートレインへの移行も検討が進められている。このように、メーカーでは内燃機関と次世代パワートレインの双方から温室効果ガスの削減に取り組んでいるが、2012 年 IEA の見通しによれば、グローバル市場におけるパ

ワートレイン別シェアは Fig.1-3 に示すように 2025 年で内燃機関自動車（プラグインハイブリッド車（PHV）含む）が 95.6%，電気自動車が 4.4%，2035 年で内燃機関自動車が 84.4%，電気自動車が 11.2%，燃料電池車が 4.4%と試算され⁴⁾、2050 年においても内燃機関のシェアは 50%以上残るとされている。その理由に、新興国や後進国では内燃機関が次世代パワートレインに比べ、価格面や普及上の障壁が低く、新たなインフラ整備が不要であるため、内燃機関がシェアを維持するとの見方が一般的にあるためである⁴⁾。そのほか、次世代パワートレインの普及には多くの問題があり、内的には市場ニーズ（価格、インフラ整備、航続距離）に応えられる内燃機関の代替え性能を満たしていない、外的にはシェア拡大を阻害する政治的要因がある。外的要因の最たるものは最大 CO₂ 排出国である中国やアメリカにおける国策であり、最大の自動車市場をもつ中国は 2018 年施行される次世代車製造の許認可制の導入、米国が COP21 からの離脱を表明するなどである。このような様々な要因によって温室効果ガス排出削減のための次世代パワートレインのシェア拡大には時間を要すると考えられている。それでも、地球環境への影響を考慮して、ドイツでは 2030 年以降に内燃機関を使用した自動車販売を禁止する決議が採択され、日本でも人口減少や高齢化、過疎地域の輸送などの問題解決を図るため、自動運転に移行しやすい次世代車のシェアを 2030 年までに 50%以上に引き上げることを指針に掲げ、メーカー各社もこれに応えるべく取り組みを行っている。

また、メーカーにおいては、上記しているように次世代パワートレインへの移行を進めると同時に、従来の内燃機関での温室効果ガス排出量削減にも取り組む、所謂パワートレインの多様化に対応しなければならない状況になっている。しかし、多様化への対応は部品点数の増加を招くことからコストアップにつながり、惹いては経営資源の分散が課題となっている。現状では、部品のモジュール化（共有化）を図ることで部品点数の削減に対応している⁶⁻⁷⁾。モジュール化はひとつの部品を多量に生産することとなるが、複雑形状をした部品の場合これまでの多種多様な機械加工（後節に詳細を記す）によって製作すると、これ以上のコスト削減は困難であり、今後労働人口が減少する日本においては需要が賄えないことになる。これに対し、粉末冶金法は三工程のみで複雑形状の部品を最終製品に近い形状で製作でき、生産量が多くなるほどコストメリットが得られ

る特徴がある．すなわち，歯車のような複雑な形状をした部品を多量に製作する場合には，粉末冶金法はコスト低減や工程の簡略化に対応できる優位な製法であり，諸問題の解決を図ることが可能であると言える．

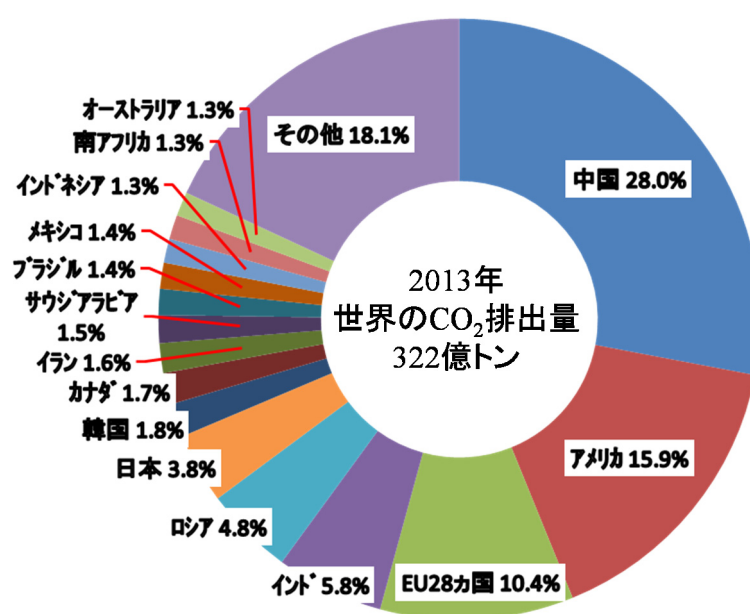


Fig.1-1 Total volume of world greenhouse gas emission in 2013.

(参照元：環境省 HP より世界のエネルギー起源 CO₂ 排出量)

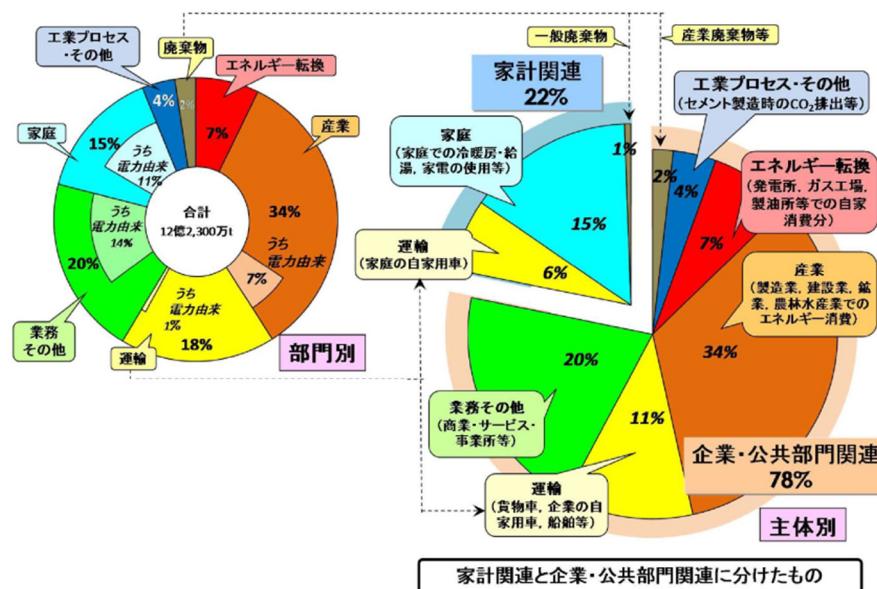


Fig.1-2 Volume of Japan greenhouse gas emission by industry in 2015.
(参照元：環境省 HP より 2015 年度の温室効果ガス排出量（速報値）)

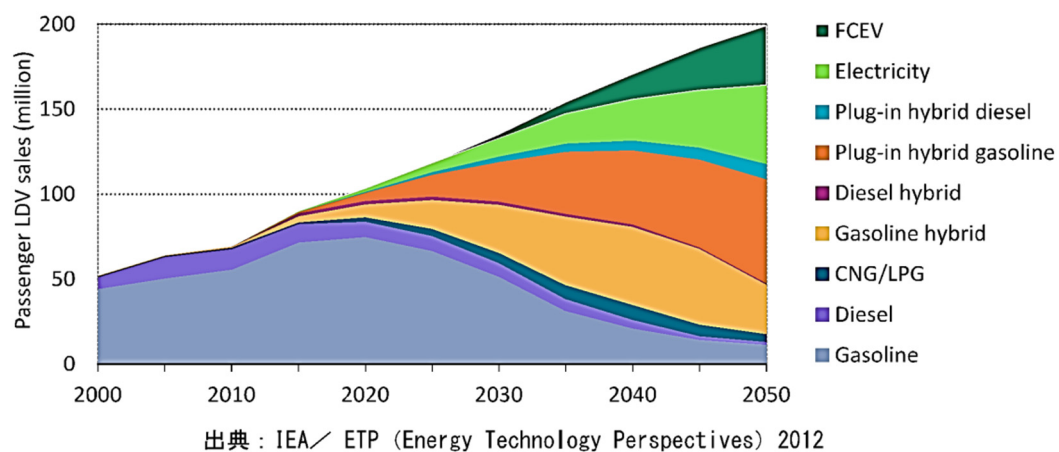


Fig.1-3 Forward prediction of vehicle type world share

1.2 自動車主要部品である歯車製作の現状と粉末冶金法

高回転・高トルク環境で使用される自動車のトランスミッション用動力伝達歯車の多くは一般的に切削加工によって製作され、その素材には SCM 材や SCR 材など機械構造用合金鋼（溶製鋼）が用いられている。歯車の一般的な製作は、溶製鋼をまずワイヤーソーや旋盤などを用いて切断、切削加工によってブランクを製作し、これをホブ盤や歯切り盤を使用して歯切り加工が行われている⁸⁻¹⁰⁾。その後、表面処理や熱処理、シェービング加工、仕上げ加工、歯面研削など使用目的に応じた後加工が施される。このように溶製鋼を素材にした場合、多種多様の機械加工を要しなければならないため工程が複雑化してしまい、コスト削減が難しく、またリードタイムの長期化や切削屑が多量に排出されるなどの問題がある。そのため、工程の簡略化あるいは根本的な見直しが強く求められている。

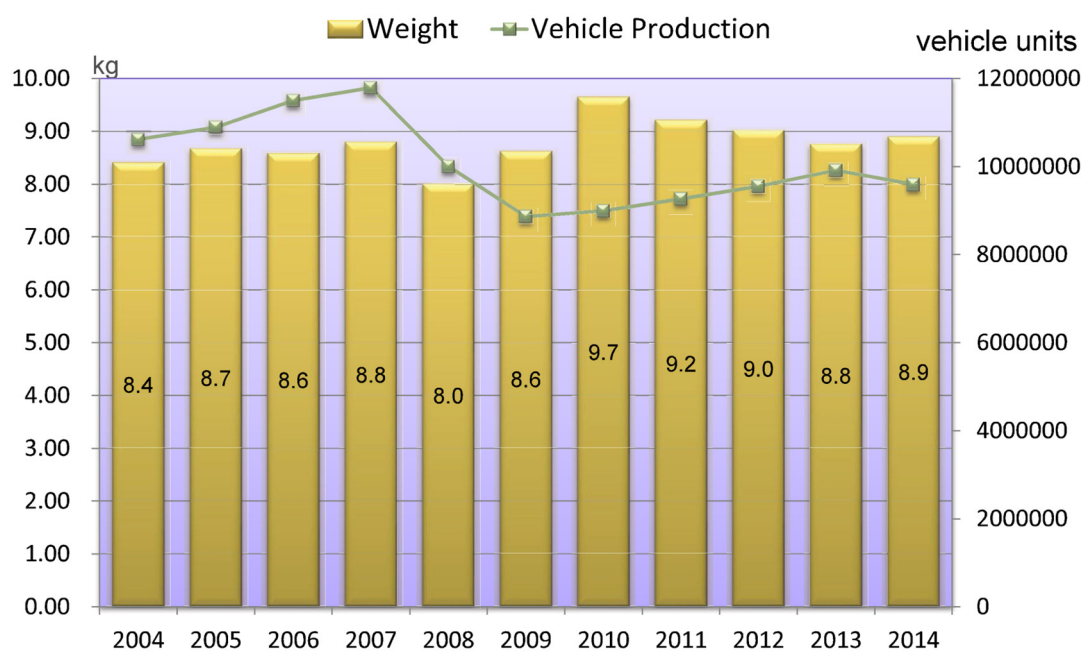
これに応えるため 2007 年ころ三次元 CAD/CAM を連動させた 5 軸制御の複合加工機が開発され、大型の曲がり歯かさ歯車をブランク状態から仕上げまでを、エンドミルのみで加工することが実現されている¹¹⁾。しかし、これで小モジュール歯車を製作する場合、歯車の歯面が小さいためエンドミルのみの加工では表面粗度が粗く、ピッチングや摩耗などの損傷が生じやすい。また、最近では、以前より提案されていたスカイビング加工が実用化されている。スカイビング加工は、ホブ工具と被削歯車とを交差軸上に配置し、双方を高速同期回転させながら被削歯車の軸方向へ工具を送りながら歯切りする加工方法である。高速回転で滑らかな切削が行えるため生産性が高いのが特徴であるが、工具の摩耗が著しいため歯形精度を確保することが難しい問題がある^{8, 12-14)}。しかし、いずれの加工方法も工程の簡略化には有効であるが、製法の根本的な見直しとは言い難い。

そのほか歯車の製法には鋳造や鍛造、転造などによって製作される場合もあるが、これらも自動車のトランスミッション用動力伝達歯車に使用することは困難である。鋳造は、溶湯を型に流し込むことで大量に複雑形状の歯車をネットシェイプに製作できるが、凝固ムラによる残留応力が大きく、組織は粗大化するため、鋳造後に熱処理による応力除去、組織の均質化処理を行わなければならない、加えて歯車表面の粗度が粗いため全体の仕上げ加工は省くことができない¹⁵⁻¹⁷⁾。

また、鑄造鋼は高強度材でないため高荷重の加わる部品への使用には適さない¹⁸⁾。鍛造は、ハンマーなどで型に入れた素材に高荷重を加えて¹⁶⁾、また転造やサイジングはダイスを素材に押し込みながら、素材の塑性変形を利用して歯車の歯を最終製品に近い形状にまで創生する製法である¹⁹⁻²⁰⁾。これらは、素材の鍛錬効果によって強度を向上することができ、綺麗な仕上げ面が得られることから後加工が不要である。その反面、残留ひずみの影響が大きいいため歯形精度を確保することが難しく、その設備は大型かつ高荷重で使用するためランニングコストが膨らむ問題がある^{15, 21-22)}。

一方、粉末冶金法は混合（混錬含む）した原料粉を金型に入れて圧粉成形し、これを焼結するのみでほぼ最終製品に近い形状を得ることができる。特に歯車のような複雑形状の部品の製作に適した製法であり、溶製鋼歯車に比べ、リードタイムや生産コストを大幅に低減できる。現状、粉末冶金法で製作した自動車の低い応力下で使用される各種歯形部品の製作方法として広く利用されており、オイルポンプ、バランサーシャフト、サイレントチェーン sprocket などは既に焼結鋼部品に置き換わっている。しかし、トランスミッションのような大きな圧力の加わる部品への採用は、焼結鋼に内在している 10%程度の空孔が切欠き欠陥として作用するとして強度不足の面で信頼性が低く、採用されている例は少ない。そのため、未だ自動車一台あたりに使用される焼結鋼部品の占める割合は、Fig.1-4 に示すようにおよそ 9kg に留まっている²³⁾。

これまでも焼結鋼の強度を向上する研究は進められているが、近年では焼結鋼歯車に鍛造やサイジングプレスなど冷間二次加工を施して表面層近傍を緻密化すると曲げ疲労強度や面圧疲労強度が著しく向上し²⁴⁾、また工程時間が数 10 s 程度の、より容易なショットピーニングや表面転造による表面層の緻密化を行うことでも、溶製鋼歯車に匹敵する強度が得られることが明らかにされている²⁵⁻²⁸⁾。このように、粉末冶金法によって製作した焼結鋼歯車であっても、付加的な加工を行うことで、現行の溶製鋼歯車に匹敵する強度が得られるようになっている。そして、その加工も容易な工程であることから工程の複雑化、コスト増にはつながらず、自動車のトランスミッション用動力伝達歯車として適用できると考えられる。



(Source: JPMA Statistics)

Fig.1-4 Weight of powder metallurgy parts in 4 wheel vehicle.
(JPMA : Overview of PM Situation in Asia and Japan (APMA2014 Report))

1.3 焼結鋼歯車の開発経緯

歯車の製作方法は多岐にわたるが、コスト優位の自動車用途への採用を考慮すると、その製法は三工程のみで複雑形状の歯車をネットシェイプに製作できる粉末冶金法が最も有効な製法である。しかし、粉末冶金法によって製作される焼結鋼歯車（本報では、以後 P/M 歯車と称す）には、避けられない大小様々な空孔が 10%程度含まれているため²⁹⁾、溶製鋼歯車に比べ強度は低くなる。しかし、前節表面層の緻密化によって強度を向上することが可能であることを記したが、これまで検討されてきた強度の向上は溶製鋼のように空孔欠陥をなくす、いわゆる焼結鋼の高密度化（緻密化）を達成することが有効な方法であると考えられていた。

粉末冶金法の起源は紀元前にさかのぼると言われているが、工業化に利用され始められたのは 20 世紀初頭からであり、第二次大戦後に自動車向け部品の製法として種類や数量が急速に拡大していった³⁰⁾。1950 年代の焼結鋼は、単一成分の各粉末を所定の組成になるように配合した混合粉から作製され、添加元素の選定や配合比の最適化、これに鍛造、浸炭処理や溶浸など表面硬化技術を施すことで強度の改善が行われていた²⁹⁾。混合粉の特徴は材料コストが安価で、高い圧縮成形性を示すが、重量偏析、粒径偏析、輸送による振動偏析が生じやすいため、これを原料粉とした焼結鋼の組織は不均一となり、得られる密度も $6.8 \sim 7.2 \text{ Mg/m}^3$ 程度に留まっていた²⁹⁾。

1970 年代に入ると、粉末表面に添加元素粉末を拡散接合あるいは埋め込んだ部分拡散合金粉が開発された。この粉末は偏析による組織の不均一性を改善できる特徴を有しているが、混合粉に比べ材料コストは高く、凹凸な形状による粉体の流動性不良、金型への充填率低下や合金相の存在による圧縮成形性の低下などの短所がある。そのため、部分拡散合金粉を使用した焼結は、二回圧縮二回焼結 (2P2S) の工程を必要とした。これにより製作された焼結鋼は、組成 Fe-4Ni-1.5Cu-0.5Mo-0.6C の浸炭焼入れ焼結鋼において密度 7.4 Mg/m^3 まで高密度化でき、その機械的特性（引張強さ、衝撃値）は焼結鍛造鋼に近いレベルにまで改善されるようになり、曲げ疲労強度は小野式回転曲げ疲労試験により 390 MPa の値が得られている。しかし、この疲労強度のレベルは溶製鋼に比べ大きく劣っている。その要因は焼結鋼の組織がオーステナイト相を含む不均質なマルテンサ

イト相にあると指摘されている²⁹⁾。また、後述するプレアロイ合金鋼粉の表面に添加元素粉末を拡散接合した部分拡散合金粉 (Fe-Mo プレアロイ合金鋼粉の表面に Mo 微粉を拡散接合) は、組成 Fe-0.8Mo-0.3C の焼結鋼において密度 7.3 Mg/m³ 以上の高密度化を達成したが、回転曲げ疲労試験は約 430 MPa に留まっている。これも組織中に Mo 濃化部が残った若干不均質なマルテンサイト組織になっていると報告されている³¹⁾。このことから、単一元素の粉末が使用される部分拡散合金粉は、その単一元素の濃化部が焼結鋼内に分散する不均質なマルテンサイト組織を生成するため、これ以上の強度の向上は期待できないことが明らかにされた。

1980 年代後半に、この不均質な組織を改善した完全プレアロイ合金鋼粉 (プレアロイ合金鋼粉) が開発された。これは予め各成分を包含させた粉末である。これまで合金鋼粉は、一般に合金成分が増加するにしたがって粉末の硬さが上昇するため、高密度な成形体が得にくく、高密度化は困難であると考えられていた。しかし、純鉄粉と各添加合金粉末を配合した混合粉に比べ圧縮性、成形性が著しく劣るプレアロイ合金鋼粉を使用しても、適正合金成分の選定や粉末製造技術の進歩により、2P2S で製作した組成 Fe-0.55Ni-0.55Mo-0.2Mn-0.5C の浸炭焼入れ焼結鋼において、密度 7.4 Mg/m³ にまで高密度化することが可能となり、その引張強さは 1450 MPa、小野式回転曲げ疲労試験では 478 MPa の値が得られようになった²⁹⁾。また、組成 Fe-0.5Ni-1Mo-0.6C プレアロイ合金鋼粉を使用し、2P2S の工程で製作した密度 7.37 Mg/m³ まで高密度化した浸炭焼入れ焼結鋼では回転曲げ疲労試験で 529 MPa の値が得られている³²⁾。そのほか部分拡散合金粉の形態を併合した、プレアロイ合金鋼粉において、これと金型の双方を加温しながら成形を行う温間成形と焼結の 1P1S (一回圧縮一回焼結) の工程で製作した組成 Fe-2Ni-1Mo-0.6C の浸炭焼入れ焼結鋼の密度は 7.4 Mg/m³ 以上に高密度化することが可能になり³³⁾、組成 Fe-4Ni-1.5Cu-1Mo-0.6C の焼結鋼では密度 7.1 Mg/m³ 以上、引張強さ 1200 MPa、回転曲げ疲労強度 290 MPa の値が得られている³⁴⁾。このように、プレアロイ合金鋼粉を使用した高密度化の検討が進められたが、その強度は溶製鋼のおよそ 50%程度に留まり、これ以上の強度の向上を図ることはできなかった。

2007 年に S. Dizdar, P. Johansson らが、プレアロイ合金鋼粉から 1P1S の工程で密度 7.5 Mg/m^3 以上に高密度化できる組成 $\text{Fe-1.5Cr-0.2Mo-0.25C}$ の焼結鋼を開発し³⁵⁾、2010 年竹増らは、これに適切な表面転造による表面層の緻密化と浸炭焼入れを行うと、高荷重の加わる自動車のトランスミッションに使用されている溶製合金鋼浸炭焼入れ歯車（溶製鋼歯車）に匹敵する曲げ疲労強度 1 GPa 以上、面圧疲労強度 2 GPa 以上の値が得られることを明らかにした^{27, 36)}。しかし、このプレアロイ合金鋼粉を大気や Rx ガスの雰囲気中で焼結や浸炭処理を行うと、添加されている Cr の酸化物が結晶粒界に析出して疲労強度が低下するとの報告があり^{28, 37-39)}、高価な窒素あるいは真空中に制御された雰囲気中で処理を行う必要があると問題提起されている。最近では、大気や Rx ガスの雰囲気中で焼結や浸炭処理できる非 Cr 系材料に注目が集まるようになってきている。西田らは 1P1S の工程によって密度 7.5 Mg/m^3 以上に高密度化できる組成 $\text{Fe-0.5Ni-1.0Mo-0.3C}$ の非 Cr 系プレアロイ合金鋼粉を開発し、これに表面転造と浸炭焼入れを施した P/M 歯車において曲げ疲労強度 1.2 GPa 、面圧疲労強度 2.1 GPa が得られることを明らかにしている⁴⁰⁾。

このようにして、P/M 歯車の高密度化や高強度化への検討が進められ、現行の自動車のトランスミッションに使用されている溶製鋼歯車に匹敵する強度を有するまでに至っている。一方、密度 7.5 Mg/m^3 以上に高めた焼結鋼を製作する場合、成形圧力や焼結温度を著しく大きくしなければならず、それには金型寿命の短縮やこれから取り出すときの成形体損傷、充填ムラによる変形（歯形精度が得られない）、高温焼結炉が必要になるなど新たな問題が明らかにされている。高密度化を達成する場合、成形圧力はおおよそ 1000 MPa の高い圧力が必要となり、一般的な設備を使用すると製作可能な形状に制約が生じるとともに設備や金型の維持管理が難しくなる。これを焼結温度によって達成する場合も、日本国内メーカーが所有する焼結炉は一般に使用温度 1473 K の仕様であるため、これ以上に焼結温度を高くする対応は困難を要する。現状、高密度な焼結鋼を製作できるプレアロイ合金鋼粉が開発されたものの生産設備の問題から多量生産への対応が難しくなっている。

これに対し、比較的密度の低い焼結鋼（ここでは中密度な焼結鋼： $7.3 \sim 7.4 \text{ Mg/m}^3$ ）であれば、成形圧力を高密度な場合に比べ 20%以上低減できる利点があ

る．そのほか，強度の低下を招いている空孔は歯車の噛合い運動における振動に対して優れた減衰特性を示し⁴¹⁾，完成品重量も 10%程度の軽量化に寄与する²⁹⁾など溶製鋼歯車に比べて有益な点がある．そこで，仮に中密度な P/M 歯車に表面転造による歯表面層の高密度化（緻密化）と適切な表面硬化熱処理（浸炭焼入れ）を施すことで，溶製鋼歯車に匹敵する十分な荷重伝達能力を付与できれば，これら諸問題は解決できると考えられる．

1.4 焼結鋼歯車の応力解析の現状と新しい試み

P/M 歯車の荷重伝達能力は、既に従来の自動車のトランスミッションに使用されている溶製鋼歯車のそれに匹敵するレベルに達していることを、試験により立証されているが^{27, 36, 40)}、実用化された例は未だ少ない。その要因には、焼結鋼に含まれる空孔が欠陥として内在していても、強度が得られていることを理論的に説明が成されていないことが考えられる。

歯車の強度設計は、一般に歯の噛合い運動によって歯先に荷重が負荷されたとき歯元に引張り荷重が作用する曲げ応力と、動力を伝える被動歯車との噛合い接触で生じる歯面の圧縮応力（接触応力）のふたつが考慮される。これまでの強度設計は、実験から求められた数多くの係数を導入した設計式が用いられているが、近年では有限要素法（本報では、FEM と略す）を使用した定性的、定量的な解析が行われるようになっている。

現状の FEM 解析は溶製鋼や焼結鋼、複合材料など素材を区別することができないため、素材の特徴を考慮した材料特性を付与するのみで対応している⁴²⁻⁴⁵⁾。そのため、焼結鋼においては内包している不特定多数の空孔を欠陥として扱い、強度の低い材料特性を付与して解析が行われている。しかし、このような手法から得られる解析結果は均一な応力分布となることから、素材が焼結鋼であっても欠陥のない均質等方性素材の解析結果に等しくなる。また、これまで焼結鋼の空孔を欠陥として取り扱った報告も数多くあるが、それは母相と空孔欠陥とを局所的に切出した部分の解析に留まり、空孔そのものが構造体全体の強度に与える影響は求められておらず、報告例はない。最近複合材料における強化粒子と母相での FEM 解析が行われているが、これも局所的な部分の解析に留まっている⁴⁶⁻⁴⁸⁾。ここで注視すべき点は、これら局所的に解析された結果から明らかなように、空孔欠陥（あるいは強化粒子）の周囲には応力集中が生じていることである。すなわち、均質等方性材料では欠陥や強化相が全くないため均一な応力場が発生するが、そこに異なる要素（欠陥、強化相など）が存在するとその周囲に応力集中が発生することが示されている。しかし、焼結鋼を従来の手法で解析した場合、本来空孔の周囲に現れる応力集中が求められていないため、この応力集中が構造部品全体に反映されず、得られる解析結果は実際の現象を説明することができていない^{44-45, 49-50)}。特に、不特定多数の空孔を包含している焼結鋼におい

ては、その周囲に生じる応力集中が構造体全体の強度に与える影響は計り知れないと考えられる。

このようなことから、P/M 歯車に対して従来の手法で FEM 解析を行うと、空孔の周囲に生じる応力集中を求めることができないため、焼結鋼を素材とした場合の理論的な説明ができていない。そのため、応力集中を考慮した P/M 歯車全体の強度を理論的に解明することは、その市場拡大や将来の各種課題解析を進める上で重要である。本研究では、実際に製作した焼結鋼に内在する空孔の分布や大きさ、形状を FEM モデルに取り入れることにより、その周囲に生じる応力集中を P/M 歯車全体の応力分布に反映させる解析を行い、実際の現象を定性的、定量的に解明することを目的とした。このような空孔を配置したモデルを使用した解析事例はなく、本研究における新しい試みである。

1.5 本研究の目的

今日の地球温暖化に深刻な影響を与えている温室効果(CO₂)ガス排出量の増大は資源・エネルギーの消費拡大によって引き起こされており、これの削減をグローバルに取り組まなければならない重要な問題となっている。これを引き起こしているひとつの要因に、自動車や船舶など内燃機関を動力とした輸送機器が挙げられている。輸送機器における CO₂ ガス排出量削減への取り組みは、主に動力源を現行の内燃機関から電気や燃料電池、バイオ燃料など次世代パワートレインに移行する方向で現在進められている。しかし、自動車市場における将来のパワートレインを展望すると、今後 30 年は内燃機関を動力源とした自動車のシェアは世界全体で 50%程度を占めるとされている。そのため、自動車メーカーでは多様なパワートレインの開発や生産に対応しなければならず、内燃機関を動力源とする自動車においては、さらなる燃費向上や省エネルギー化などを図り、CO₂ ガス排出量の削減に取り組まなければならない状況になっている。

このような背景の下、高トルク・高回転の環境で使用される自動車のトランスミッション用動力伝達歯車は、多種多様な機械加工によって製作されているためコスト削減が難しく、工程の簡略化や根本的な見直しが強く求められている。これに対し、粉末冶金法は混合、圧粉成形、焼結の三工程のみで複雑形状をした歯車をネットシェイプに製作できるため工程を簡略化することができ、コスト削減が容易に行える利点がある。その反面、粉末冶金法で製作される P/M 歯車は、大小様々な多くの空孔を含んでいるため、現行の溶製鋼歯車(溶製合金鋼浸炭焼入れ歯車)に比べ強度が低く、置き換えが進んでいない。しかし、最近この P/M 歯車に適切な表面転造と浸炭焼入れを施すと、強度が溶製鋼歯車のそれに匹敵するまで大幅に向上することが明らかにされた。

本研究では、空孔を含む P/M 歯車であっても、その強度が溶製鋼歯車に匹敵、若しくはそれ以上にあることを、試験と応力解析の双方から明らかにすることを目的とした。

本論文では、プレアロイ低合金鋼粉(Ni-Mo 系, Cr-Mo 系)から各々製作した、密度の異なる P/M 歯車に対して、自動車のトランスミッションなど高荷重下で使用されている溶製鋼歯車に匹敵する荷重伝達能力を有する P/M 歯車の最適密度を求めることを目的に、これに転造や浸炭焼入れを施した場合その能力に与

える効果を検討したものである。そして、その効果やこれと密度との関係を理論的に明らかにすることを目的に、これまで実際の現象が説明できなかった P/M 歯車の FEM 応力解析を、実際の空孔の分布や大きさ、形状を取り込んだモデルを構築、使用することで、得られる FEM 解析結果が各試験の結果を定性的、定量的に示せることを検討したものである。

本論文は 6 章により構成され、概要は以下の通りである。

1 章「序論」では、本研究の目的および本論文の概要について記した。まず自動車から排出される温室効果ガス排出量削減に関する取り組みを記し、自動車のトランスミッションなどに数多く使用されている歯車の現行製法と問題点を指摘し、これを粉末冶金法に変更した場合の優位性（意義）と課題を検討している。さらに、粉末冶金法で製作した P/M 歯車の応力解析を理論的に解明するため、従来の FEM 解析法での問題点と本研究で行った新しい試みについて検討している。そして本研究の意義と目的とを記している。

2 章「試験歯車の製作と試験方法」では、本研究で使用したプレアロイ低合金鋼粉の特徴を示し、これを原料粉とした P/M 歯車の製作方法とその条件を検討している。そして、この試験歯車に対して行う空孔観察や空孔率の測定、硬さ試験、曲げ疲労試験、運転試験の評価方法を検討している。

3 章「試験結果」では、Ni-Mo 系および Cr-Mo 系、2 種類のプレアロイ低合金鋼粉から各々製作した密度の異なる P/M 歯車について、これに表面転造を施した場合と未転造の場合とで歯元の曲げ疲労強度と歯面の面圧疲労強度の検討を行っている。これにより、いずれのプレアロイ合金粉から製作した密度 7.40 Mg/m^3 以上の P/M 歯車に、表面転造と浸炭焼入れを施すことにより、曲げ疲労強度、面圧疲労強度は溶製鋼歯車に匹敵、若しくはそれ以上に向上することを明らかにしている。特に、密度 7.40 Mg/m^3 の P/M 歯車に表面転造を行うと、他の密度の P/M 歯車に比べ、各疲労強度が著しく向上することを明らかにしている。

4 章「FEM による応力解析方法」では、FEM を使用した P/M 歯車の応力解析について、まず従来の解析法における問題点を提起し、次に本研究における新たな試みについて検討している。その新たな試みとして、実際に製作した P/M 歯車の組織写真を基に、内在している空孔の大きさや分布、形状を解析モデルに再現する構築方法を検討している。

5 章「解析結果」では、内在する空孔の実際の大きさや分布、形状を再現したモデルを使用した FEM 解析により、P/M 歯車における応力解析を検討している。この結果、歯元隅内部最表面層に生じる最大主応力、歯面ピッチ点法線方向の最大主せん断応力それぞれの主応力の極大値と密度の関係が、試験における曲げ疲労強度、面圧疲労強度と密度の関係を定性的によく説明できることを明らかにしている。また、表面転造による表面層の緻密化を表現したモデルを使用した場合も、試験における強度と密度との関係をよく説明でき、表面層を十分に緻密化すれば強度が向上することを明らかにしている。そして、FEM 解析結果からも密度 7.40 Mg/m^3 のモデルにおいて、表面層の緻密化による強度の向上効果が最も顕著に現れることを明らかにしている。以上のことから、空孔の分布や大きさ、形状を再現したモデルを使用した FEM 解析法の有効性を明らかにしている。

6 章「総括」においては、以上の各章で得られた主要な結果を総括している。

1.6 参考文献

- 1) 経済産業省経済産業局 自動車課：「自動車産業戦略 2014」, (2014 年 11 月) pp7
- 2) 環境省ホームページ：「世界のエネルギー起源 CO2 排出量 2013 年」,
<http://www.env.go.jp/earth/ondanka/ghg/>, (参照日：2017 年 1 月 17 日)
- 3) 環境省ホームページ：「2015 年度（平成 27 年度）の温室効果ガス排出量（速報値）について」, <http://www.env.go.jp/earth/ondanka/ghg/>, (参照日：2017 年 1 月 17 日)
- 4) 経済産業省経済産業局 自動車課：「自動車産業戦略 2014」, (2014 年 11 月) 14-33
- 5) 経済産業省 製造産業局 自動車課：「自動車産業を巡る構造変化とその対応について（資料）」, (2015 年 11 月) 17-18
- 6) 日経ビジネス：「トヨタの新しい取り組み「TNGA」はすごいのか」,
<http://business.nikkeibp.co.jp/article/report/20150409/279763/>, (参照日：2015 年 4 月 15 日)
- 7) 日経テクノロジーonline：「トヨタ、TNGA 対応のパワートレインを発表」,
<http://techon.nikkeibp.co.jp/atcl/news/16/120605343/>, (参照日：2016 年 12 月 8 日)
- 8) 上野拓：「歯車工学」, 共立出版(株), (1977) 109-167
- 9) 坂本卓：「よくわかる歯車のできるまで」, 日刊工業新聞社, (2006) pp7
- 10) 門田和雄：「トコトンやさしい歯車の本」, 日刊工業新聞社, (2013) 124-155
- 11) 日刊工業新聞：「変・減速機」, (2014 年 8 月 22 日発行) 10-11
- 12) 日経テクノロジーonline：「内歯車加工の所要時間を 4 割削減, 工具寿命を 5 倍に」, <http://techon.nikkeibp.co.jp/atcl/event/15/092900080/112100038/>, (参照日：2016 年 11 月 25 日)
- 13) 日経産業新聞：(2014 年 11 月 5 日発行) pp13
- 14) 日刊工業新聞：「先端技術動向」, (2016 年 10 月 20 日発行) 16-17
- 15) 上野拓：「歯車工学」, 共立出版(株), (1977) 95-108

- 16) 千々岩健児，長尾高明，木内学，畑村洋太郎：「機械製作法通論（上）」，
（財）東京大学出版会，(1988) 75-112
- 17) 千々岩健児：「鋳物の現場技術」，日刊工業新聞社，(1980) 233-260
- 18) 矢島悦二郎，市川理衛，古沢浩一：「若い技術者のための機械・金属材料
（増補版）」，丸善(株)，(1979) 225-239
- 19) 直井孝之，藤原煌三，中西恒夫，二瓶充雄，西村貞夫：「スラブサイジング
プレスの開発」，日立評論，Vo.70, No.6 (1988) 621-624
- 20) 田添信広，百々秦，西井崇：「サイジングプレスの HSM への適用とその進
歩」，IHI 技報，Vol.48, No.2 (2008) 85-92
- 21) 山崎康明，藤嶋義孝，西田英樹，亀島理広ほか：「生産技術・生産システ
ム」，自動車技術，Vol.69, No.8 (2015) 154-159
- 22) 日本塑性加工学会：「回転加工（転造とスピニング）」，コロナ社，(1998(2
版))，1-71
- 23) Mamoru Moritani : “Overview of PM Situation in Asia and Japan”,
JPMA(APMA2014 Report)
- 24) J. Mandel, G. Draxler, T. Geiman : “Scuffing Resistance of Powder Metal Gears”,
Int. J. Powder Metallurgy, Vol.42, No.1 (2006) 47-55.
- 25) 穂屋下茂：「表面硬化歯車材の面圧強度向上に関する研究（学位論文）」，
(1999) 70-106
- 26) 石倉亮平，井上圭介，小林祐次，辻俊哉：「ピッチング強度に及ぼすショッ
トピーニングによる加工硬化および残留応力の影響」，電気製鋼，Vol.81,
No.2 (2010) 99-108
- 27) 竹増光家，小出隆夫，石丸良平，武田義信，新仏利仲，上村大輔，齋藤一
樹，中村章二：「自動車トランスミッション用 1.5Cr-0.2Mo 焼結合金鋼歯車
の表面転造特性と荷重負荷能力」，粉体および粉末冶金，Vol.57, No.6 (2010)
442-448
- 28) 並木邦夫：「最近の表面硬化処理および材料の進歩」，鉄と鋼，Vol80, No,5
(1994) N233-N239
- 29) 遠藤弘之：「焼結機械部品について 第 1 回新粉末冶金入門講座テキスト」，
（社）粉体粉末冶金協会，(1993) 33-45

- 30) 石丸安彦：「粉末冶金の基礎と応用」，(株)技術書院，(1993) 1-10
- 31) 宇波繁：「高疲労強度焼結部品を実現するハイブリッド型 Mo 系合金鋼粉」，素形材，Vol.48, No.11 (2007) 1-5.
- 32) 吉田眞規，佐藤正昭，佐久間均，関義和：「高強度プレアロイ型鋼粉の機械的特性」，神戸製鋼技報，Vol.47, No.2 (1997) 54-57.
- 33) 宇波繁，尾崎由紀子，上ノ菌聡：「疲労特性に優れた高密度焼結体が得られる温間金型潤滑成形用偏析防止処理鉄粉「JIP クリーンミックス DL」」，JFE 技報，Vol.7 (2005) 6-13.
- 34) 宇波繁，上ノ菌聡，杉原裕：「焼結後の熱処理の省略を可能とする高強度焼結部品用合金鋼粉「JIP 21SX」」，JFE 技報，Vol.7 (2005) 14-17.
- 35) S. Dizdar and P. Johansson：“P/M Materials for Gear Applications”，EURO PM2007 Proceedings, Vol.1 (2007) 129-134.
- 36) 竹増光家，小出隆夫，石丸良平，武田義信，新仏利仲，上村大輔，齋藤一樹，中村章二：「自動車トランスミッション用 1.5Cr-0.2Mo 焼結合金鋼歯車の曲げ疲労強度と衝撃強度」，粉体および粉末冶金，Vol.57, No.6 (2010) 449-454
- 37) 菊池正夫：「ステンレス鋼の高温特性」，Sanyo Technical Report, Vol.21, No.1 (2014) 11-27
- 38) 中久保昌平，武田実佳子，大西隆：「Si 及び Cr 添加鋼における内部酸化挙動の予測」，神戸製鋼技報，Vol.64, No.2 (2014) 24-27
- 39) 寺地巧，山田卓陽，宮本友樹，有岡孝司：「PWSCC 発生への粒界酸化の役割の検討 (材料組成および応力の影響)」，J. Ins. Nuclear Safety System, Vol.18 (2011) 137-151
- 40) 西田智，吉田眞規，鈴木浩則，竹増光家，小出隆夫：「Ni-Mo 系低合金鋼粉を適用した焼結転造浸炭歯車の特性」，粉体および粉末冶金，Vol.61, No.6 (2014) 318-323
- 41) 吉田彰，大上祐司，川崎裕章，鳥野勇：「高周波焼入れ粉末焼結歯車の疲れ強さと動的性能 (溶製材製歯車との比較および硬化層深さの影響)」，日本機械学会論文集 (C 編)，Vol.62, No.598 (1996) 2450-2457

- 42) 小田哲, 永村和照, 難波千秋:「有限要素法による平歯車の歯元応力解析 (周辺拘束条件と隣接歯の影響)」, 鳥取大学工学部研究報告, No.9 (1978) 1-6
- 43) 佐々木秀和, 松葉朗, 門藤至宏, 竹保義博, 宮奥勉, 兼廣二郎:「コルヌスパイラルを用いた新歯形歯車の開発 (平歯車の曲げ強度に関する研究)」, 広島県立総合技術研究所東部工業技術センター研究報告, No.22 (2009) 1-5
- 44) S. Shakravarthy, B. Subbaratnam: “Finite Element Analysis and Fatigue Analysis of Spur Gear under Random Loading”, Int. J. Mech. Eng. and Rob. Res. Vol.3, No.4 (2014) 533-541
- 45) V. Karaveer, A. Mogrekar, T. Preman Reynold Joseph: “Modeling and Finite Element Analysis of Spur Gear”, Int. J. of Current Eng. and Tech. Vol.3, No.5 (2013) 2104-2107
- 46) 神田康行, 福本功:「炭化バカスにチタン粉末を複合化した放電プラズマ焼結体の力学的特性」, 粉体および粉末冶金, Vo.62, No.5 (2015) 234-242
- 47) 神田康行, 山里將史, 福本功:「アルミニウム合金粉末にフライアッシュを複合化した放電プラズマ焼結体の力学的特性」, 粉体および粉末冶金, Vo.62, No.5 (2015) 243-251
- 48) 山川耕志郎, 木澤克彦, 小熊規泰, 木田勝之:「転がり接触下における内部欠陥の応力場への影響」, Koyo Engineering Journal, No.166 (2004) 24-28
- 49) T. Takemasu, T. Koide, Y. Takeda, T. Shinbutsu: “Surface Durability Test and Contact Stress Analysis of 1.5Cr-0.2Mo High Density Sintered Steel Gear”, Proceeding of Powder Metallurgy World Congress, H. Miura and A. Kawasaki, Yokohama, Japan Society of Powder and Powder Metallurgy, (2012) CD-ROM.
- 50) 竹増光家, 仲元雅人, 小出隆夫, 武田義信, 新仏利伸:「自動車トランスミッション用 1.5Cr-0.2Mo 焼結合金鋼歯車の荷重負荷能力 (駆動方式, 歯数, 相手歯車の材質, 表面転造の影響)」, 粉体および粉末冶金, Vol.60, No.6 (2013) 271-277

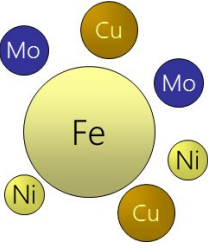
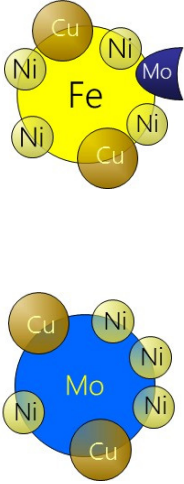
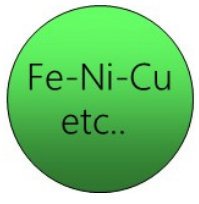
2 章 試験歯車の製作と試験方法

本章では、はじめ焼結鋼歯車（P/M 歯車）の製作に供したプレアロイ合金鋼粉の特徴と、密度の異なる試験歯車の製作過程、製法およびその条件について記す。プレアロイ合金鋼粉は Ni-Mo 系と Cr-Mo 系の 2 種類を使用し、それぞれ常圧焼結法による一回成形一回焼結（1P1S）の工程で円盤状の焼結素材を作製し、これに機械加工、表面転造、浸炭焼入れを施して試験平歯車を製作した。そして、試験歯車に対して行った空孔観察や空孔率の測定、硬さ試験、曲げ疲労試験、運転試験の評価方法を記す。

2.1 原料粉末

これまで焼結鋼の検討に使用されてきた原料粉末は混合粉、部分拡散合金粉および完全プレアロイ合金鋼粉（プレアロイ合金鋼粉）があり、その模式図を Table 2-1 に示す。混合粉は各元素単体の原料粉を所定の配合比で秤量、混合したものであり、その特徴は材料コストが安価で、高い圧縮成形性を示す。しかし、混合粉は重量偏析や粒径偏析、輸送等の振動で生じる偏析により、これを原料粉末とした場合には不均一な焼結組織になりやすいため、焼結鋼の高密度化（通常密度 $6.8 \sim 7.2 \text{ Mg/m}^3$ 程度）を達成することが困難となっていた。部分拡散合金粉は、添加する元素粉末を主原料粉末の表面に拡散接合、或は埋め込んだ形態を成し¹⁻³⁾、混合粉における組織の不均一性を改善した粉末であるが、材料コストが混合粉に比べ高く、異形状粉末による流動性不良、金型への充填率低下、固溶硬化による圧縮成形性が低いなどの問題があり、工程改善を行っても密度は $7.3 \sim 7.4 \text{ Mg/m}^3$ 程度と高密度化が難しい状況にあった。そして、これら粉末の偏析や低い圧縮成形性は焼結性の低下を招くことから、高強度化することも困難であった。これに鍛造やサイジングプレス、コイニングなどを施して高密度化を図ることもあるが、歯車のような複雑形状の部品を生産するには、加工荷重が高過ぎるため充填ムラによる割れや変形が生じやすく適さない。そのため、これら原料粉末を素材とした高回転、高荷重の加わる動力伝達用の

Table 2-1 Schematic drawing of material powders
used P/M test gears in the previous study

Powder	Mixing powder	Partial diffusion pre-alloy powder	Completely pre-alloy powder
Schematic drawing			
Compressibility	○	○~△	△~×
Homogeneity	×	○	◎

歯車には採用されていない⁴⁾。

ここで、混合粉を例に挙げて不均一な焼結組織になることを検証する。前提条件は次のとおりである。

- すべての単一粉末の粒径を $75\ \mu\text{m}$ と仮定し、主原料粉末と添加元素粉末あるいは主原料粉末同士が面接触している状態を考慮する
- 焼結は接触している粉末同士の相互拡散により進行する
- 焼結中の Fe 粉末は全量 A_3 変態した $\gamma\text{-Fe}$ 相である

焼結は粉末粒子同士の接触部において原子の拡散によって進行するため、ここでは簡単に主原料である Fe 粉末に対して各粉末 (Cr, Mo, Ni, Fe) が拡散して焼結が進行することを考慮する。拡散は拡散係数 D を用いて Arrhenius の式 (2.1)

で表わされ⁵⁻⁶⁾，そのアレニウスプロットを Fig.2-1 に示す．

$$D = D_0 \exp\left(-\frac{Q_0}{RT}\right) \quad (2.1)$$

- D_0 : 各元素の振動数項 (m^2/s)
 Q_0 : 活性化エネルギー (J/mol)
 R : 気体定数 ($=8.314 \text{ J}(\text{mol} \cdot \text{K})^{-1}$)
 T : 温度 (K)

算出に使用する焼結条件は，本研究で行った最高温度の製作条件 ($1553 \text{ K} \times 3.6 \text{ ks}$) とし，昇温時間と冷却時間に進行する拡散は考慮せず，焼結における保持時間のみに進行すると考えると，各元素が Fe 中に拡散する平均距離 x は次式 (2.2) で表わされる⁶⁾．

$$x = \sqrt{2Dt} \quad (2.2)$$

- t : 時間 (s)

これにより，拡散平均距離は Cr が $9.0 \text{ }\mu\text{m}$ ，Mo が $10.5 \text{ }\mu\text{m}$ ，Ni が $5.1 \text{ }\mu\text{m}$ ，Fe が $7.2 \text{ }\mu\text{m}$ と算出され，これらの値は粉末粒子径のおよそ 10%程度である．これは，混合粉から製作した焼結鋼中には，単一元素の濃化部がほぼ粉末粒子径の大きさで存在していることを意味している．すなわち，拡散が十分に進行していないことが示され，高密度な焼結鋼が得られていないことが分かる．部分拡散合金粉も予め拡散を進行させているが（埋め込み型では混合粉同等），上記拡散の平均距離を考慮すれば元素の濃化部が残存することは容易に推測できる．

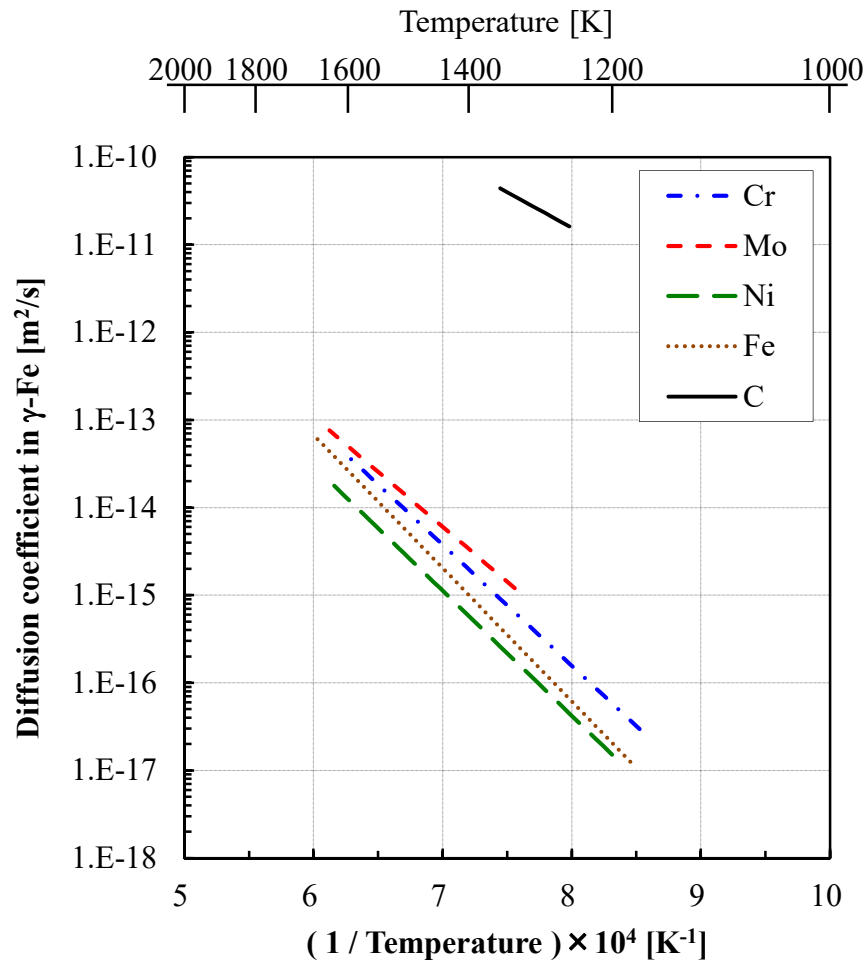


Fig.2-1 Arrhenius plots of chemical elements diffused in γ -Fe

これに対し、プレアロイ合金鋼粉は水アトマイズ法により作製され、その特徴は粉末単位で所定の組成比をもった合金粉であり、これまで検討されてきた原料粉の中で最も均一性に優れ、形状が球状であるため流動性が良好な粉末である。その反面、材料コストは最も高価であり、ひとつの粉末粒子に各元素が固溶（固溶硬化）しているため最も圧縮成形性が劣る^{1,7)}。しかし、近年では新しい潤滑剤（ステアリン酸系）の開発、温間成形など工法の改善が行われ、プレアロイ合金鋼粉を使用しても 1P1S の工程で高密度な焼結鋼が作製できるまでに至っている⁸⁻¹⁰⁾。本研究では、粒径 75 μm 以下の完全プレアロイ合金鋼粉に黒鉛を添加した 2 種類のプレアロイ低合金鋼粉を各々使用した。Table 2-2 に、原料粉末の化学量論組成を示す。H 材は Höganäs AB 製 Cr-Mo プレアロイ低合金鋼粉 (FL520X), K 材は(株)神戸製鋼所製 Ni-Mo プレアロイ低合金鋼粉 (46F4H) である。理論密度は表中の化学量論組成であるときの各元素総重量として算出した値である。

Table 2-2 Chemical composition of completely pre-alloy steel powders (unit: mass%)

Material	Type	Fe	Cr	Ni	Mo	C	Theoretical density [Mg/m ³]
H	Cr-Mo	Bal.	1.50	-	0.20	0.23	7.86
K	Ni-Mo	Bal.	0.03	0.56	0.99	0.26	7.89

2.2 試験歯車

荷重伝達能力試験に使用する試験歯車の製作過程を Fig.2-2 に示す. 基本的な工程は, 原料粉末を圧粉成形, 焼結して円盤状の焼結鋼 (ブランク) を作製し, これにホブ盤を使用して歯切り加工した後, 表面転造, ガス浸炭焼入れを行い, 試験平歯車を製作する. また, 運転試験に使用する歯車は焼入れ後, 歯面研削 (歯研) を施して試験に供した.

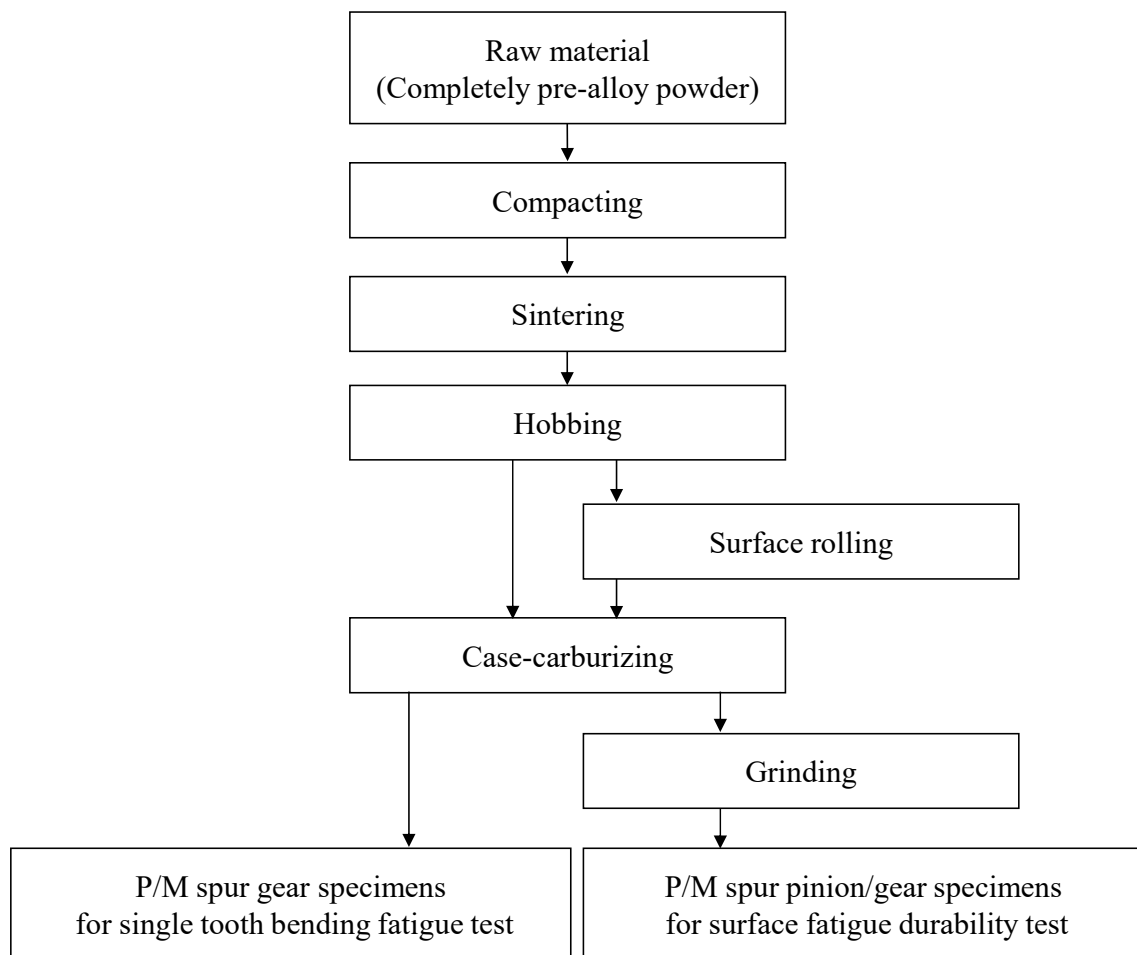


Fig.2-3 Manufacturing process of P/M spur gear specimens

Table 2-3 に、試験歯車を製作する焼結鋼の作製条件および初期密度を示す。これら全ての焼結鋼は 1P1S により円盤状に作製し、H 材を使用する場合には所定の密度を得るため圧粉圧力、焼結条件それぞれを調整した。他方、K 材を使用する場合は、全ての成形体を同一条件で焼結するため圧粉圧力のみを調整して所定の密度を得た。これら円盤状に作製した焼結鋼を各々切削加工して、試験歯車を製作した^{8, 10-15)}。一本歯曲げ疲労試験、運転試験（面圧疲労試験）それぞれに供する試験歯車の諸元を Table 2-4, Table 2-5 に示す。また、Fig.2-3, Fig.2-4 に試験歯車の形状および寸法を示す。歯車記号は素材の種類と初期密度の型式で表わし、末尾の R は転造したことを示している。

Table 2-3 Manufacturing condition and density of P/M test gear specimens

Gear / Pinion	Material	Compacting condition	Sintering condition	Heat treatment	Density [Mg/m ³]
H740 / H740R	H	800 MPa	1523K × 3.6ks	Case 1	7.40
H755 / H755R	H	Adjustment (≒ 1000)	1553K × 3.6ks	Case 2	7.55
K730 / K730R	K	680 MPa	1393K × 3.6ks	Case 3	7.30
K740 / K740R	K	823 MPa	↑	↑	7.40
K754 / K754R	K	Adjustment (≒ 1000)	↑	↑	7.54

Adjustment: Compacting pressure controlled to reach a fixed density

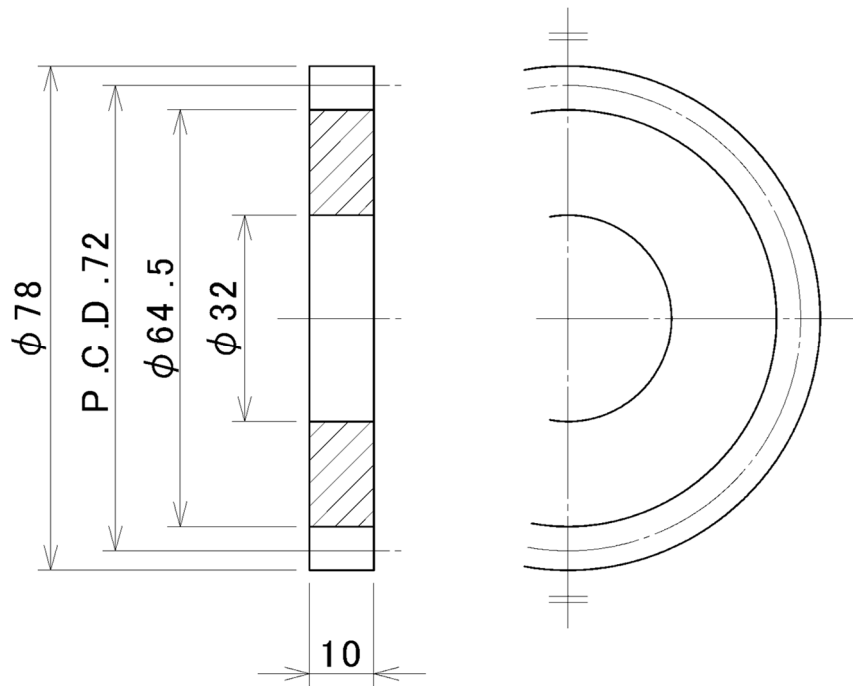
Table 2-4 Dimension of P/M gear specimens used single-tooth bending fatigue test

Gear	Module	Pressure angle	Number of teeth	Face width	Drawing No.
H740, H740R	3	20°	24	10 mm	Fig.2-3 (a)
H755, H755R	3	20°	24	10 mm	Fig.2-3 (a)
K730, K730R	3	20°	24	10 mm	Fig.2-3 (a)
K740, K740R	3	20°	24	10 mm	Fig.2-3 (a)
K754, K754R	3	20°	20	10 mm	Fig.2-3 (b)
SCM415	3	20°	24	10 mm	Fig.2-3 (a)

Table 2-5 Dimension of P/M gear/pinion specimens used surface durability test

Gear / Pinion	Module	Pressure angle	Number of teeth	Face width	Drawing No.
H740, H740R	3	20°	13	6 mm	Fig.2-4 (a)
H755, H755R	3	20°	13	6 mm	Fig.2-4 (a)
K730, K730R	3	20°	26	6 mm	Fig.2-4 (b)
K740, K740R	3	20°	13	6 mm	Fig.2-4 (a)
K754, K754R	3	20°	13	6 mm	Fig.2-4 (a)
SCM420	3	20°	26	10 mm	Fig.2-4 (c)
			13	17 mm	Fig.2-4 (d)

(a)



(b)

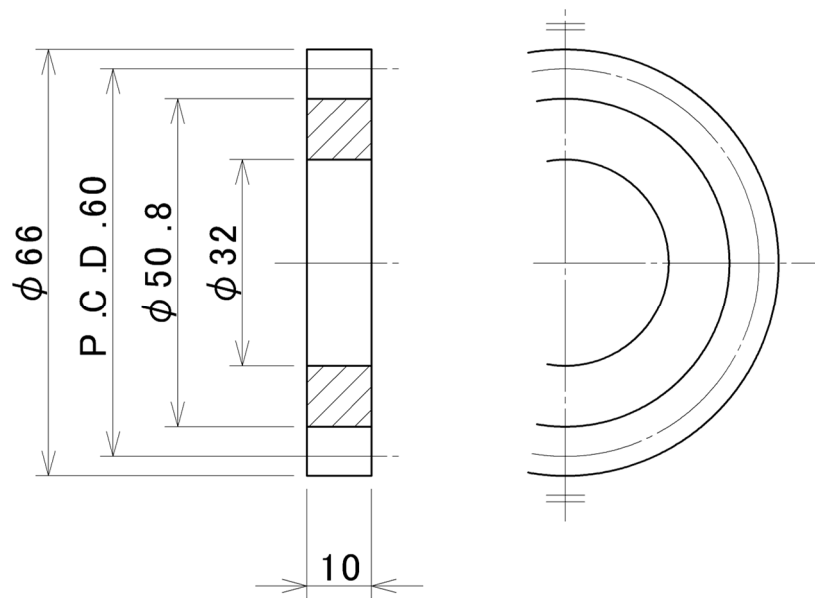
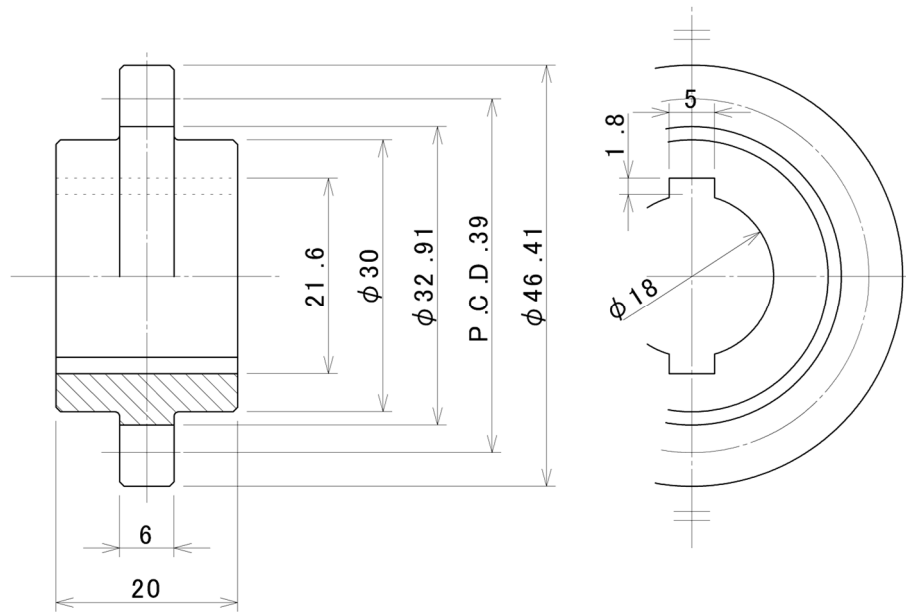


Fig.2-3 Drawing of P/M spur gears used single-tooth bending fatigue test

(a)



(b)

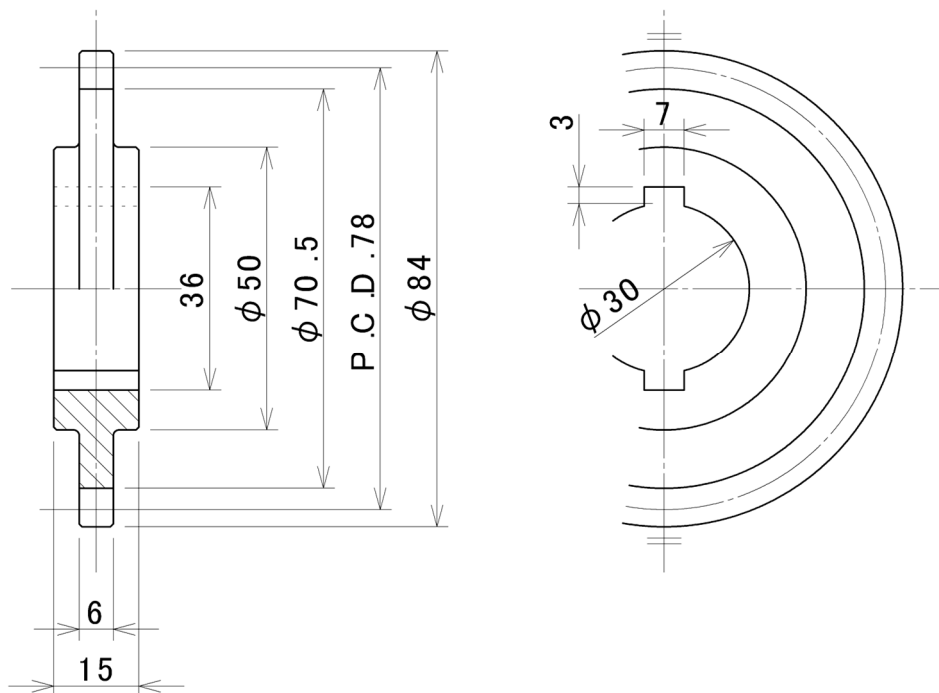
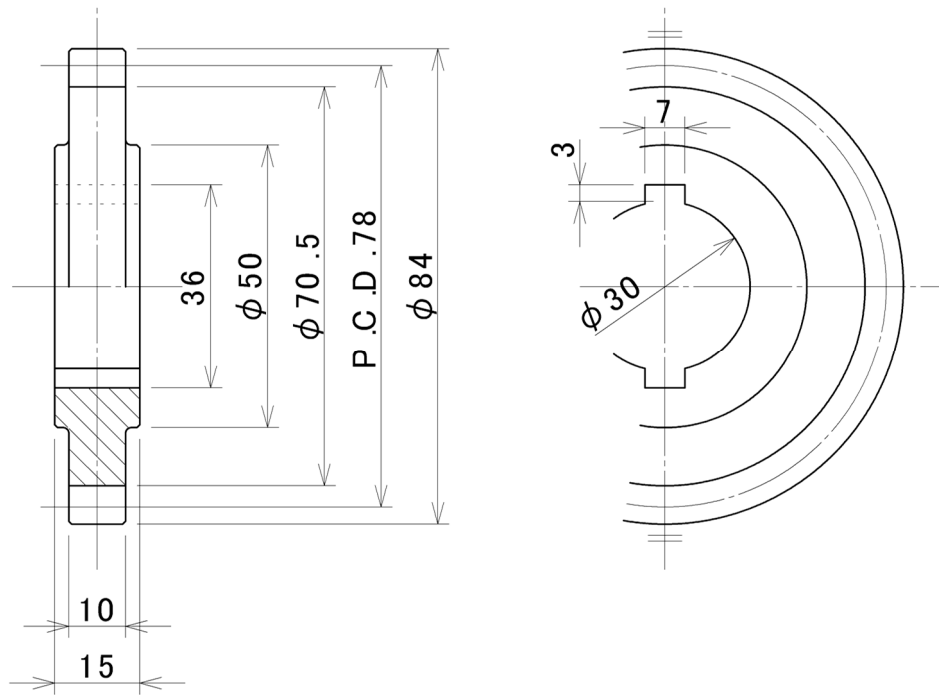


Fig.2-4 Drawing of P/M spur pinions/gears used surface durability test

(c)



(d)

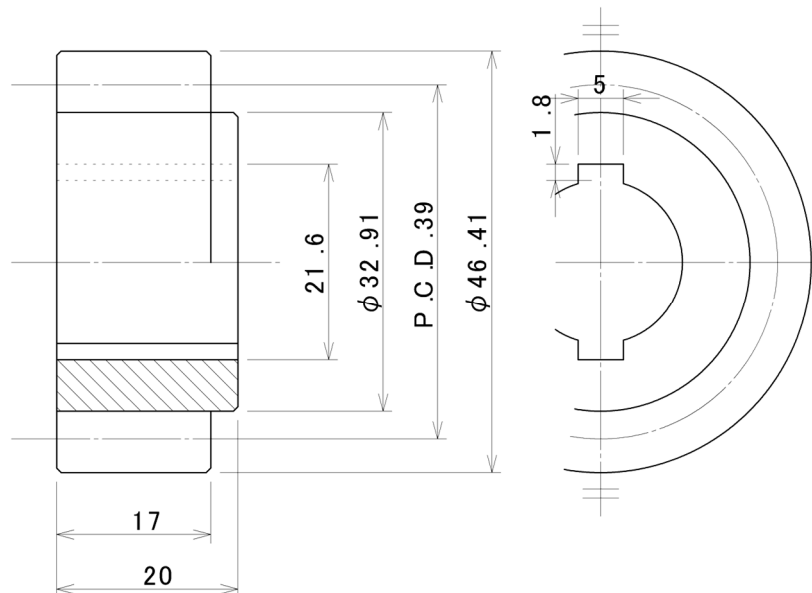


Fig.2-4 Continued

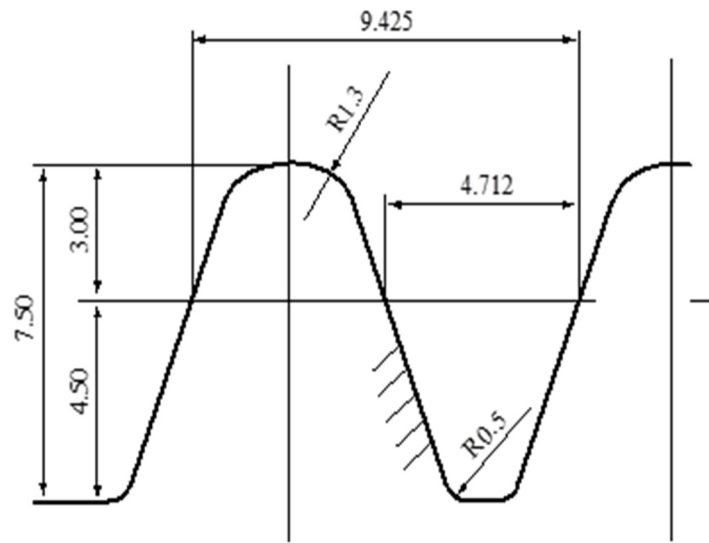
機械加工では、焼結鋼をまず粗加工により歯切り加工前のブランク形状（形状素材）に削り出した後、これに歯切り加工（ホブ加工）を行った。本来ネットシェイプを特徴とする粉末冶金法であれば切削加工を施す必要はないが、本研究では金型費用削減のため形状化は従来の工法で製作した。歯切り加工は、未転造 P/M 歯車の場合標準ホブを用いて粗歯切りし、表面転造（本報では、以後転造と称す）を行う P/M 歯車に対しては修整歯形ホブ¹⁰⁻¹³⁾を用いて粗歯切りした。Fig.2-5 に、ホブ工具歯部の形状および寸法を各々示す。図中のハッチングしてある部分が工具歯部に該当する。修整歯形ホブは、歯車を転造した時にそのピッチ点付近の実転造量が確保されるように中凹歯形をした工具形状になっている。これで歯切りした歯車に転造を施すと正確なインボリュート歯形が得られるように設計されている¹⁰⁻¹³⁾。

次に転造する P/M 歯車について記す。歯車の歯の折損は、一般に歯元隅肉部最表面層に生じる引張応力に起因することが知られている。P/M 歯車には不特定多数の空孔が内在することから、大きな応力が発生する表面層近傍を転造で緻密化（高密度化）することは強度の向上を図る上で重要となる。また、歯車の隅肉部表面層近傍に圧縮の残留応力があれば応力の緩衝によって強度が向上することが知られている¹⁶⁻¹⁸⁾。この圧縮の残留応力を付加する方法には転造のほか熱間鍛造、サイジングプレス、ショットピーニングなどもある¹⁹⁻²²⁾。熱間鍛造や HIP は同時に真密度に近づけられるため強度は向上するが、材料全体に大きな残留ひずみが入るため歯車精度が得られない。サイジングプレスのような冷間二次成形法は、歯車の歯の表面層を緻密化することで強度は向上するが、これも材料全体の変形量が大きいため歯車精度が低下する。また、ショットピーニング法は、ショット鋼球が吹き付けられた部分の表面を高密度化するとともに残留応力を付加して強度を高めることのできる非常に安価な方法であるが、吹き付けられた部分の表面粗度が粗いため歯研などの後加工を行う必要がある^{18, 23)}。他方、転造はこれら方法の問題を解決できるほか加工時間の短縮、工具の長寿命化、自動化への対応が容易である、鏡面に近い仕上げ面（歯研レス）が得られるなどの利点がある⁸⁾。このような理由で、本研究では転造法を採用した。

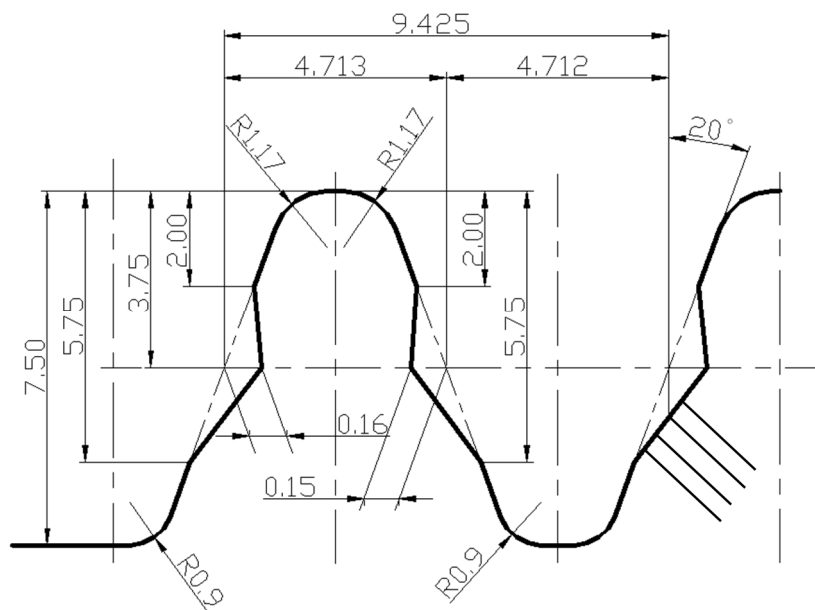
Fig.2-6 に、転造盤の概要を示す。転造は高精度に制御できる 2 ローラダイス

回転軸移動式 CNC 転造盤（㈱ニッセー製 FA-20 / CNC）を使用した．この転造加工は歯車とダイスの創成噛合い運動によって行われ，Fig.2-6 (b) で示すように P/M 歯車の左右にある二つのダイスを同期回転させながら，左軸は固定ダイス，右軸の可動ダイスを P/M 歯車に対して半径方向に一定速度で押込み，この押込み量が設定値に達した後，回転方向を正転と逆転を繰り返しながら規定時間（ドウェル加工時間）その状態を維持することで行われる．また，本装置は両ダイス工具の主軸の回転同期誤差は 0.1° 以下に抑えられ，工具押込み方向の軸間距離は最小 $1\text{ }\mu\text{m}$ 単位で調整できる特徴がある^{10,14}．使用したダイス工具（材質 SKH51，歯数 57，歯幅 30 mm，歯形精度 JIS B 1702-1 で 3 級）の形状は，歯面および歯元隅肉部を同時に転造できるように設計されている．潤滑剤には汎用プレス油 LF-7（出光興産㈱製）を用いた．転造条件は転位係数 $+0.235$ ，工具回転数 60 min^{-1} ，押込み速度 0.167 mm/s （一定），ドウェル加工時間 1 s とした．また，転造量は重要なファクターであり，竹増らは実転造量 0.15 mm を施した初期密度 7.2 Mg/m^3 以上の焼結鋼ローラは表面から深さ 0.5 mm の領域を空隙率 1%以下に高密度化でき，P/M 歯車でもその領域を緻密化できるとともに歯形精度をも改善できることを報告している^{8,10}．これにより，工具押込み量は Fig.2-6 (c) に示すピッチ点付近の片側歯厚減少量が実転造量 0.15 mm になるように 1.0 mm に設定した^{10,14-15}．Fig.2-6 (d) に転造した P/M 歯車の代表的な断面組織写真を示す．

そして，転造，未転造すべての P/M 歯車に対してガス浸炭焼入れを行った．浸炭焼入れは Rx ガス雰囲気中で処理し，その過程は昇温期，浸炭期，拡散期，降温期，焼入れ加熱期，油焼入れから構成され，焼入れ後は低温焼戻しを行った．各過程における条件は Fig.2-7 (a) ~ (c) に示すとおりである．浸炭焼入れによる表面硬化の目的は，摩耗や局部負荷または繰返し負荷の耐久性を改善することであり，機械部品の疲労強度を高めるために行われる．これまで報告されている数多くの実験結果から，浸炭硬化深さと曲げ疲労強度との関係は一定の硬化深さ（最適硬化深さ）のところで曲げ疲労強度は最大となるが，その深さが過度に大きくなると，圧壊や衝撃破損に対して敏感になり，返って強度を弱めることが明らかにされている．そのため，吉田はこれを根拠として最適硬化深さには歯厚と関係が存在することを明らかにし，最適硬化率として次式



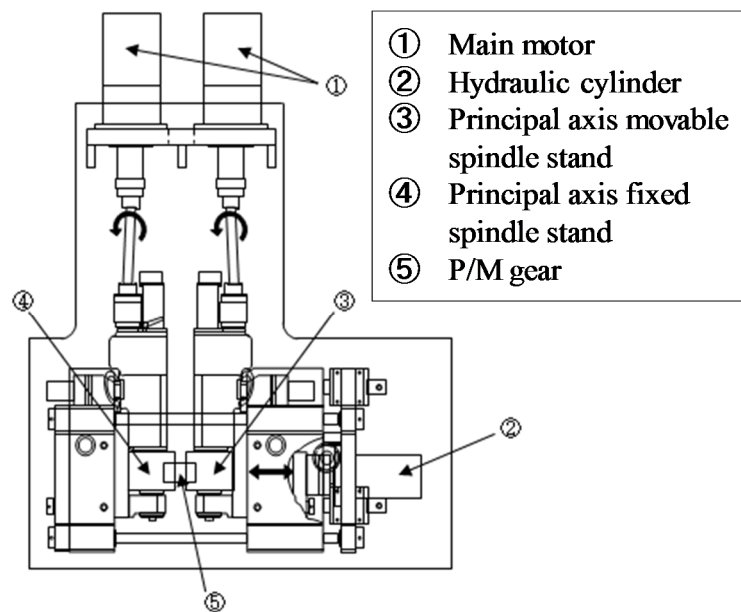
(a) Standard hob-tool



(b) Modified tooth profile hob-tool

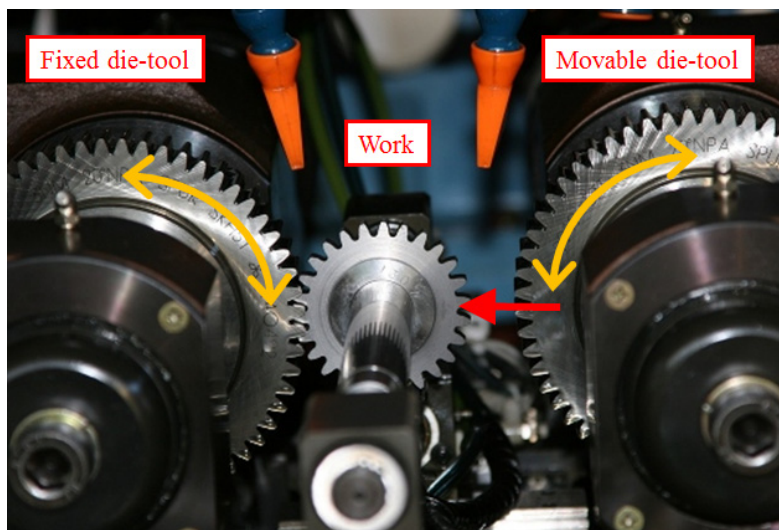
Fig.2-5 Tooth profile drawing of hob-tool

(c) Standard hob-tool, (b) Modified tooth profile hob-tool

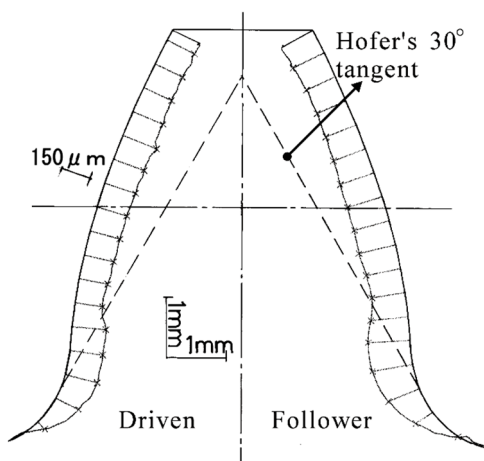


(a) CNC form-rolling machine

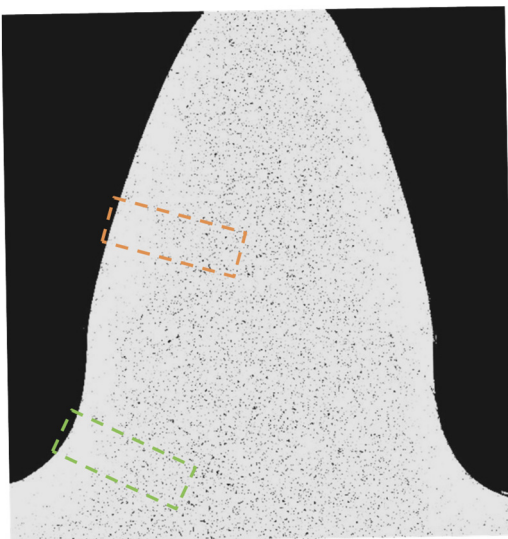
Fig.2-6 Overview of CNC form-rolling machine and representative the metallographic structure cross-section of surface-rolled gear tooth (H740R)



(b) Detail of surface-rolling system

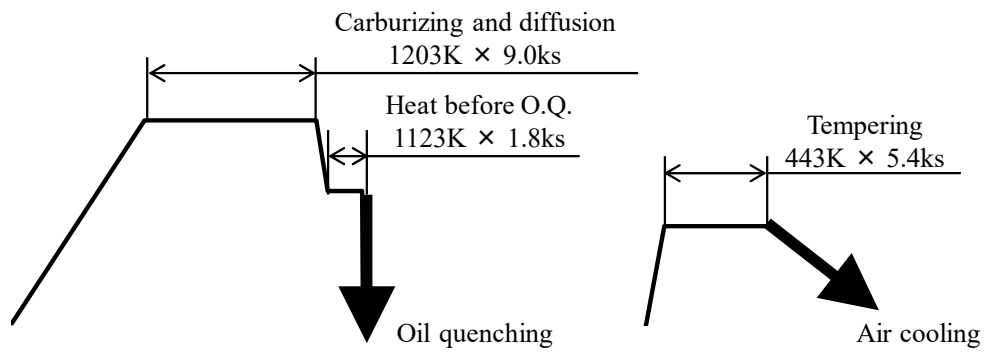


(c) Amount of stock rolled normal to gear flank surface

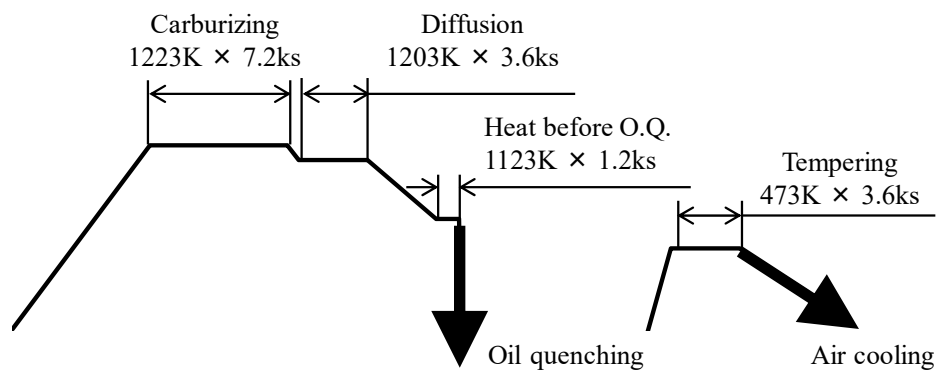


(d) Representative the metallographic structure cross-section of surface-rolled gear tooth (H740R)

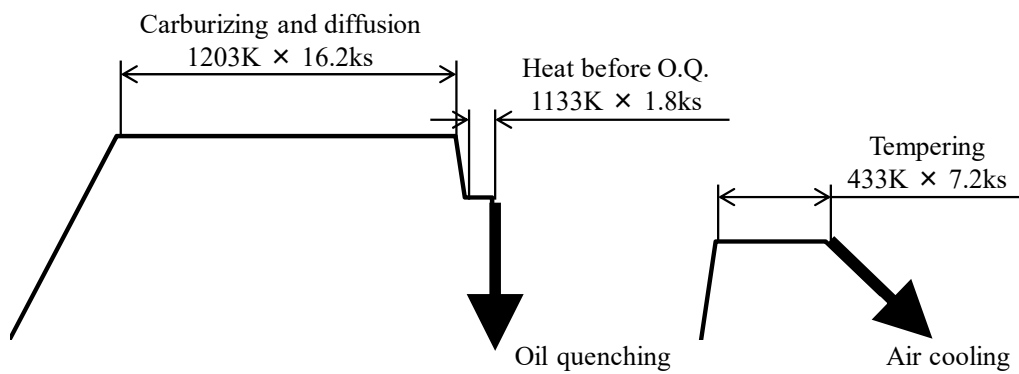
Fig.2-6 Continued



(a) Case 1



(d) Case 2



(e) Case 3

Fig.2-7 Carburizing condition of P/M spur gears/pinions

(2.3) を与えている²⁴⁾.

$$\text{最適硬化率} = \frac{\text{最適硬化深さ}}{\text{歯厚}} = 0.10 \sim 0.15 \quad (2.3)$$

JIS 1755 (1999) では、最も広く用いられる歯車用鋼の歯元応力と接触応力の許容応力を求める場合について、最も重要な影響因子に関する要求事項を規定している。これによれば、表面硬化処理を施した歯車用材料に対して、次式 (2.4) の有効浸炭深さ (HV550) が確保される場合に適用されるとしている²⁵⁾。

$$\text{有効浸炭深さ} = (0.15 \sim 0.2)m \quad (2.4)$$

m : モジュール

また、後述 2.6 節に記述している Herzt の接触理論を用いて求められることもある。竹増らは、焼結鋼ローラにおける浸炭焼入れ深さと面圧強度の関係を検討し、Hertz 応力 σ_H が 1.4 ~ 2.4 GPa の範囲において最大主せん断応力が極大値となる表面からの深さは 0.3 ~ 0.5 mm の範囲にあることを報告している¹⁰⁾。この場合、転がりすべり接触する歯車の噛合いは最大せん断応力の発生する深さ Z_d を次式 (2.5) で与えている^{10, 15, 26-27)}。

$$Z_d = 0.786b \quad (2.5)$$

b : 接触領域の弾性接触半幅 (Fig.2-17 参照)

これと後節 2.6 節記載の式 (2.28), (2.29) より次式 (2.6) が得られる。

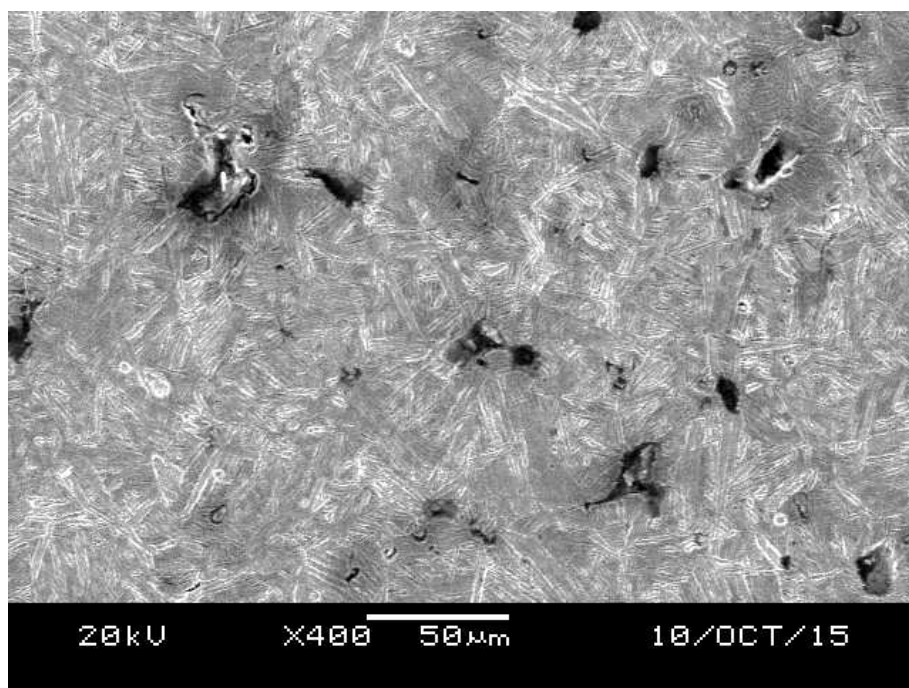
$$Z_d = \frac{2RP_{max}}{E'} \quad (2.6)$$

ここで、 R ：主曲率半径， E' ：等価弾性定数， P_{max} ：最大荷重である．単体部品（無限平面との接触）の場合は R を歯面の接触点における半径， E をヤング率に読み換えることで可能である．本研究では，式（2.6）より求められた最大せん断応力の発生する深さ Z_d が，有効浸炭深さの範囲内にあれば十分な硬化層であることから深さ 0.5 mm が確保できるように処理を行った．

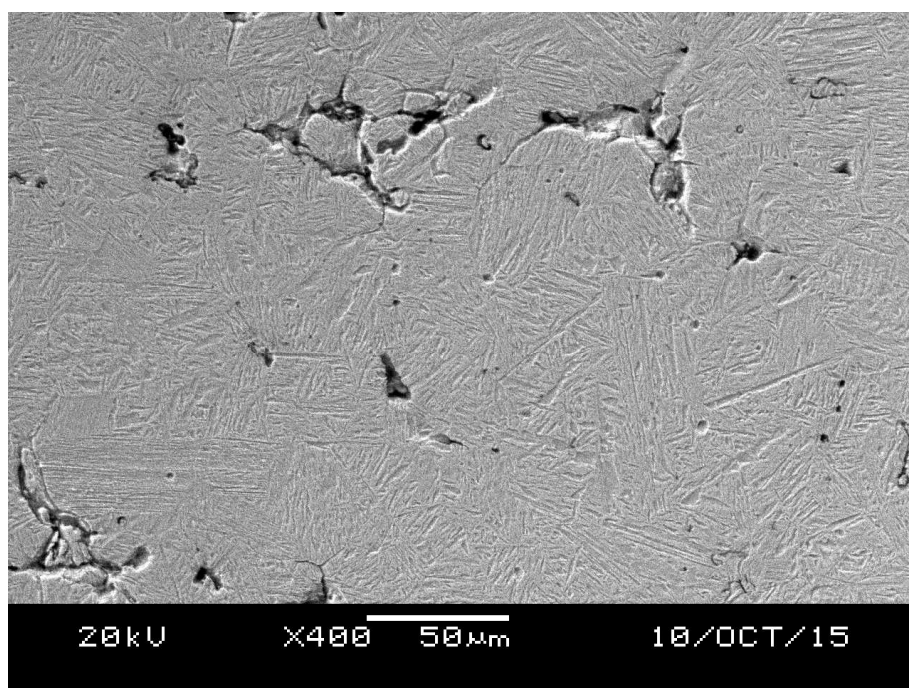
焼戻しは，硬化層の特性に著しい影響を与えるため省略できない熱処理工程であり，焼入れ後に必ず行う必要がある．焼入れしたままの鋼は，オーステナイト（ γ -Fe）相に多量の炭素（C）が固溶したマルテンサイト組織であるため，硬化層は非常に脆く衝撃や繰返し荷重に耐えることができない．これに焼戻しを行うとマルテンサイト中の C が ϵ 炭化物として析出し，低炭素マルテンサイト組織が得られる²⁸⁾．焼戻し温度は一般に 373 K から A_1 点（996 K）直下までの範囲内で目的に応じて選定され，一般に歯車のように粘り強さを多少犠牲にしても，硬さや耐摩耗性を必要とする場合には 453 K 程度の低い温度で行われる．また，焼鈍しにおける組織変化は体積膨張を伴うため，鋼材内外部の冷却速度が一樣でないと析出する外側の残留 γ -Fe と内側の低炭素マルテンサイトとの間で引張りの残留応力が生じて焼割れが起こりやすい．そのため，本研究では炉内冷却による徐冷を行った²⁸⁻³⁰⁾．Fig.2-8 に，H 材から製作した未転造歯車断面の代表的な SEM 写真を示す．エッチング液は純水に 2vol%-HNO₃ を加えた希硝酸水溶液を使用した³¹⁾．H740 はマルテンサイト組織であり，針状のセメンタイト組織が少なく，エッチングが促進されて黒ずんでいる．これに対し，H755 の組織は腐食が進んでおらず焼戻しトルースタイト組織が観察できる³²⁾．それぞれ異なる組織が得られたのは Fig.2-7（a）～（b）で示してあるように熱処理条件の違いによるものであり，マルテンサイト組織が得られなかった H755 は過剰な熱処理条件であったと考えられる．

以上のようにして，曲げ疲労試験に供する試験平歯車を製作し，他方運転試験に使用する P/M 歯車は焼戻し後，歯面研削（歯研）を施して試験平歯車を製

作した．曲げ疲労試験に供する P/M 歯車は歯研を行うと，強度の向上効果を得るために行った歯元隅肉部の緻密化した表面層や硬化層が除去されてしまうことから，浸炭焼入れ後の P/M 歯車をそのまま使用した．これに対し，運転試験に供する場合，歯切り加工や浸炭焼入れ後の P/M 歯車をそのまま使用すると，表面粗度が粗いためピッチングや摩耗など損傷が生じやすく，試験のばらつきが大きくなってしまう．このようなことから，運転試験に供する全ての P/M 歯車は最大高さ粗さ $R_z < 2 \mu\text{m}$ になるように歯研を行った^{10, 12, 15)}．代表的な試験歯車の歯研前後における歯形誤差の測定結果を Fig.2-9 に，角度法により測定した円ピッチ誤差を Table 2-6 に示す．歯形精度の等級は JIS B 1702-1 に準じて記した．歯研前の歯形誤差は数 $10 \mu\text{m}$ （精度：JIS 4～7 級），歯筋誤差は 10 数 μm （精度：JIS 4～5 級）であるのに対し，歯研後のそれは $2 \mu\text{m}$ 前後（精度：JIS 0 級）， $1 \mu\text{m}$ 以下（精度：JIS 0 級）にまで各々精度が向上している．また計算で求めた正確な値との差である円ピッチ誤差についても，歯研前は単一ピッチ誤差や歯の噛合いが衝撃的になる指標を示す隣接ピッチ誤差が JIS 3～4 級，累積ピッチ誤差が JIS 2～3 級であるが，歯研後の円ピッチ誤差はいずれも JIS 0 級にまで精度が改善されている．これにより，歯形修整量不足，歯元隅肉部の形状不良，圧力角のねじれなどの干渉が抑えられ，運転試験に供する十分な歯形精度が確保された試験歯車であることを確認した．

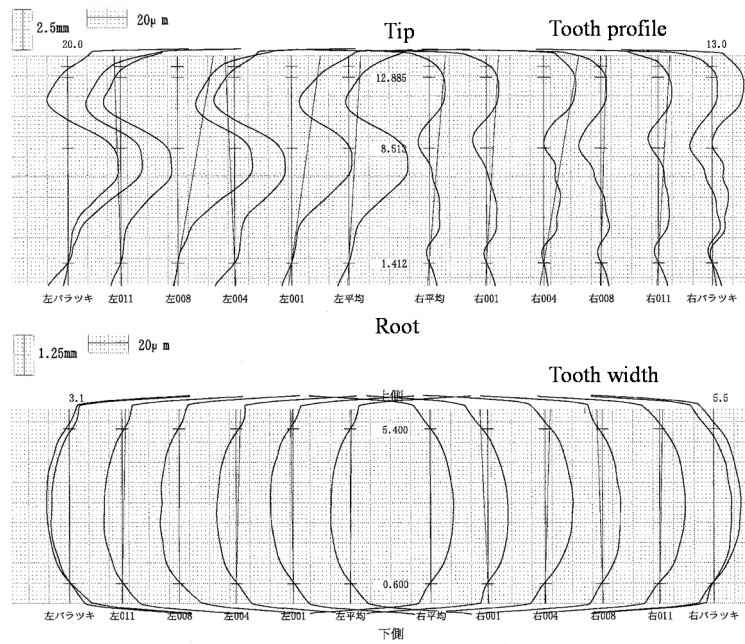


(a) H740

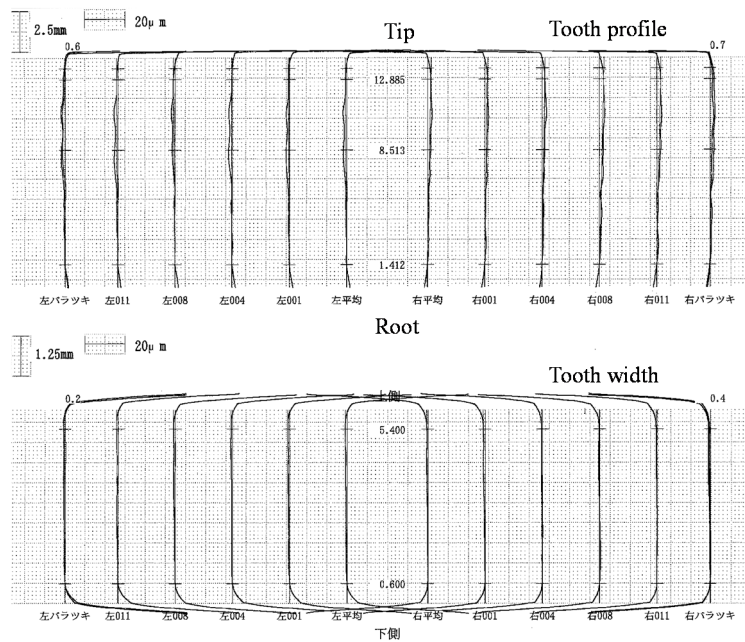


(b) H755

Fig.2-8 Representative SEM microstructure photograph of the as-sintered P/M gears made of H material



(a) Without grinding



(b) With grinding

Fig.2-9 Representative measurement results of tooth profile with and without grinding in H755

Table 2-6 Representative measurement results of tooth profile error
with and without grinding in H755

Grinding	Without		With	
Measurement of tooth side	Left	Right	Left	Right
Single pitch error (μm)	10.8 (3)	11.5 (4)	0.8 (0)	0.9 (0)
Pitch variation (μm)	16.8 (4)	13.0 (3)	1.4 (0)	1.5 (0)
Accumulative pitch error (μm)	28.1 (2)	35.7 (3)	1.7 (0)	2.7 (0)
Runout (μm)	50.0 (5)		2.4 (0)	

() : JIS class (JIS B 1702-1) of gear tooth profile accuracy

2.3 空孔観察，空孔率の測定

Fig.2-10 に，空孔観察および空孔率測定を行った試験歯車の位置を示す．図中には，危険断面位置を表わす Hofer の 30° 接線（歯の中心線と歯元隅肉部曲線の接線とのなす角）を併記した．測定試料は試験歯車の隣接する二枚の歯を，ワイヤー切断機を使用して採取し，その断面をバフ研磨機で鏡面に仕上げた．空孔観察は，各試料の危険断面近傍およびピッチ点近傍について歯表面に対して垂直方向に，Fig.2-11 に示す倒立型金属顕微鏡 PMG3（OLYMPUS 製）を使用して行った．また，顕微鏡により撮影した各測定位置の空孔写真を二値化処理（画像解析）することで，各測定位置における空孔の面積率を算出し，これを空孔率とした．Fig.2-12 に，代表的な空孔写真とその二値化処理写真を示す．二値化処理では，歯筋中央部断面写真の空孔率を，その試料の密度から算出した空孔率になるようにしきい値を決定し，この値を基準にした各位置での画像解析を行い，基準に対して黒と判定された画素を空孔とした¹⁰⁾．測定は 0.2 mm 間隔で行った．比較材には溶製合金浸炭焼入れ鋼 SCM420 を用いた．

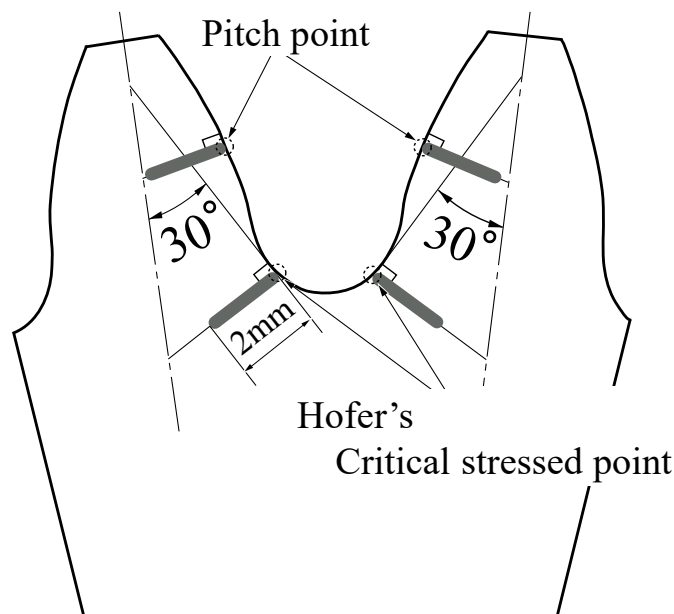


Fig.2-10 Measurement point in P/M gear specimens

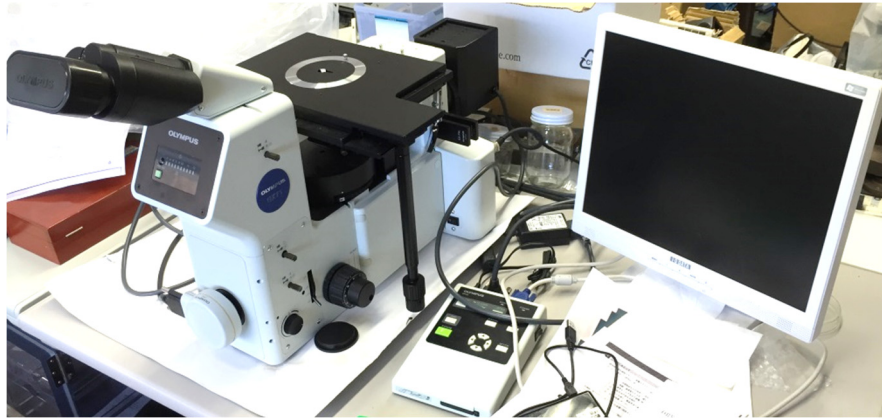


Fig.2-11 Overview of metallurgical microscope

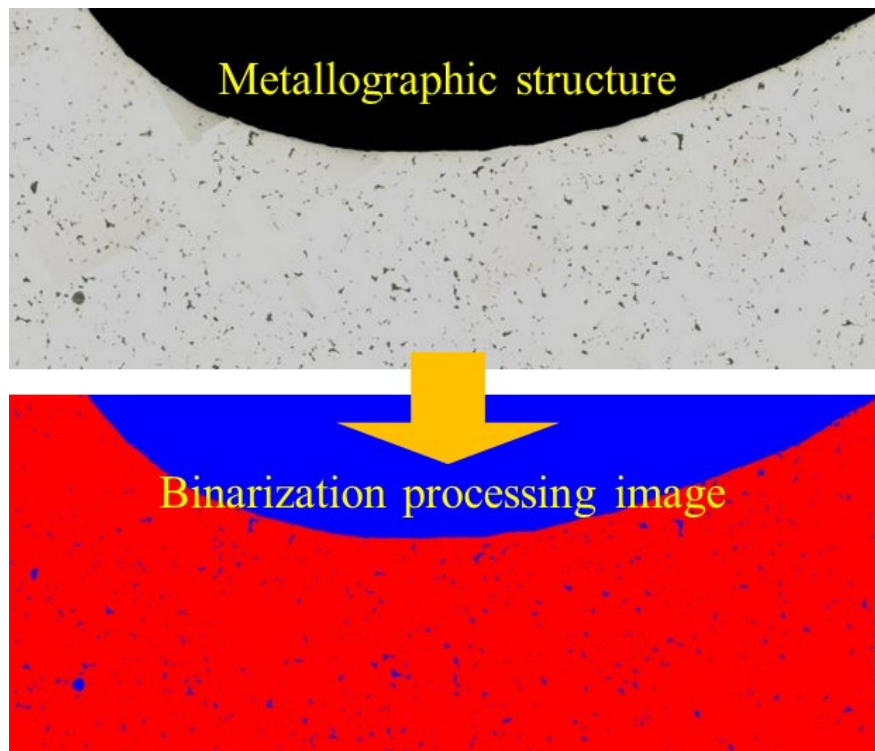


Fig.2-12 Representative the metallographic structure (K754) and binarization processing image

2.4 硬さ試験

硬さ試験は，空孔率の測定に用いた各試料を流用し，Fig.2-13 に示すマイクロビッカース硬さ試験機 HMV-G 20S (株SHIMADZU 製) を使用して測定した．測定箇所は前節同様 (Fig.2-10 参照)，危険断面近傍およびピッチ点近傍について 0.05 mm 間隔 (表面からの深さが 1.4 mm 以上では 0.2 mm 間隔) で行い，測定条件は荷重 2.94 N，保持時間 20 s とした．比較材には溶製合金浸炭焼入れ鋼 SCM420 を用いた．



Fig.2-13 Overview of Vickers hardness apparatus

2.5 歯元曲げ疲労試験

2.5.1 曲げ疲労強度の設計

動力の伝達は、駆動歯車と被動歯車の歯の噛合いによって行われるが、歯が折損すると動力の伝達ができなくなるほか折損した破片が他の機械にダメージを与えることもあり、致命的な損傷に発展してしまう。歯の折損損傷が起こる要因は、過負荷や製作時の不備によるものと考えられているが、実際その多くは使用における疲労が原因となっている³³⁾。

これまで歯車の強度設計は、光弾性試験や実際に製作した歯車の曲げ試験によって得られた結果から導出された式が使用されているが、その多くは Lewis の式が基本となっている。Lewis は、断面形状が放物線を描く片持ちはりは表面の曲げ応力がどの断面でも同じになることを利用し、歯車の歯をこれの内側に描いた放物線形状をした片持ちはりに置き換え、歯先の歯面垂直方向から荷重を加えたときに生じる歯元の最大曲げ応力を求めている。この応力が歯車の許容限界値以上になったとき歯元にき裂が生じるとした。しかし、この想定は静的な荷重が歯面に加えられた場合であり、実際高速で回転している歯車は歯の噛合いによって歯車そのものの誤差がなくても動的な荷重が負荷される場合と異なっている³⁴⁻³⁵⁾。Lewis の式には、この相違を打ち消すため速度係数、荷重係数、噛合い係数、寿命係数などたくさんの影響因子を係数として付加し、目的に応じて係数を選択的に設定されるようになっている。

Niemann は、歯の折損は歯形中心線と 30° の角度をなす直線 (Hofer の 30° 接線) が歯元隅肉部歯形曲線との接点において、ここを起点にき裂が進展すると仮定し、曲げ応力のほか圧縮応力とせん断応力も考慮した歯元の比較応力により曲げ強度を求めている。圧縮応力とせん断応力をも考慮した比較応力であるが、双方は起点において相殺される方向に作用するため曲げ応力の影響に比べ小さく、得られる応力は Lewis の式から求められる曲げ応力と非常に類似したものとなる。実際の平歯車では 1 歯噛合いから 2 歯噛合いへ移る点、いわゆるピッチ点より少し歯先側で歯元の曲げモーメント (最大円周荷重) がもっとも大きく作用し、この最大円周荷重から計算された比較応力は歯車に生じる曲げ応力を表わしている。しかし、これも静的な荷重下において求められているため、動的な荷重が負荷される実際の場合と異なっている。Niemann はこれを

係数でなく，曲げ安全率として比較応力と許容曲げ応力との比の形で表わして設計式に付加している³⁴⁾。

以上の強度計算は，現在においても歯が折損しない許容荷重の概算値を知る上で広く使用されているが，設計を行う上では正確な許容荷重を求めることは重要である．会田，寺内は集中荷重による曲げが歯先に働いた場合，危険断面に一樣なせん断応力（内部応力）が作用することを理論的に解明し，これと上記した曲げモーメントによる曲げが働いた場合とでは歯元隅肉部に生じる応力が異なることを明らかにし，曲げ応力を計算する場合にはこの影響を考慮しなければならないことを報告している³⁶⁾．これにより，内部応力を考慮した歯の曲げ疲労強度の設計式が導出され，より正確な許容荷重を求めることができるようになった（日本機械学会推奨）³⁴⁾．以下に，平歯車の歯に作用する曲げ疲労強度の設計式を記す．歯元隅肉部実応力 σ_t は次式（2.7）～（2.11）から求められ，計算に必要な歯車の諸寸法は Fig.2-14 の概略図に示す．

$$\sigma_t = A \frac{P_n}{mb} \quad (2.7)$$

P_n : 曲げ荷重
 A : 歯元応力影響係数
 b : 歯幅
 m : モジュール

但し，歯元応力影響係数 A は，会田・寺内の式³⁶⁻³⁸⁾より次のように定義される．

$$A = \left(1 + 0.08 \frac{S}{\rho}\right) \left(0.66A_b + 0.40 \sqrt{A_b^2 + 36A_\tau^2} + 1.15A_c\right) \quad (2.8)$$

$$A_b = \frac{6 \left(\frac{l}{m} \right) \sin \theta}{\left(\frac{s}{m} \right)^2} \quad (2.9)$$

$$A_\tau = \frac{\sin \theta}{\left(\frac{s}{m} \right)} \quad (2.10)$$

$$A_c = - \left\{ \frac{\cos \theta}{\left(\frac{s}{m} \right)} + \frac{6y \sin \theta}{\left(\frac{s}{m} \right)^2} \right\} \quad (2.11)$$

A_b : 齒元曲げ応力影響係数

A_τ : 齒元せん断応力影響係数

A_c : 齒元圧縮応力影響係数

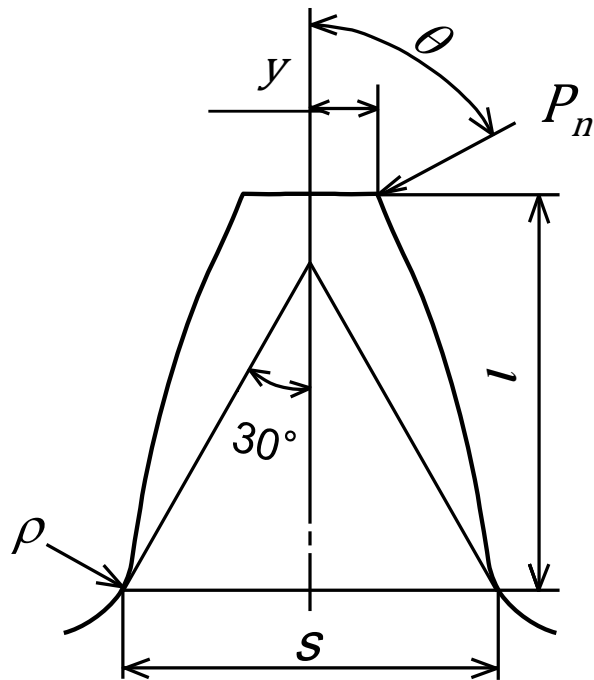


Fig.2-14 Dimension of a gear tooth

2.5.2 曲げ疲労試験

Fig.2-15 に、一本歯曲げ疲労試験機（パルセータ）の概略図および試験時の写真を示す．本試験機は大きく分けて①脈動油圧発生装置，②圧力制御装置および③加圧装置の三つの装置で構成され，油圧による繰返し荷重を歯車の歯に与えるものである．脈動油圧発生装置は，噴射ポンプのカムにより押し上げられたプランジャによって一定量の油を圧力制御装置へ送出する．この送出された油は，ばねの力を利用した圧力制御装置の針弁の開閉によって油量，つまり圧力（最大圧力）の調節が行われ，ピストンを介して加圧装置に固定した歯車の歯に繰返し荷重を負荷する機構になっている．荷重の制御は，加圧装置上部に取り付けたひずみ計式圧力計とシンクロスコープを使用しながら，圧力制御装置から送出される油量を調節して油圧の制御を行う．試験歯車の設置は，これの内径に軸を通し，試験機本体に固定されている支持台に取り付ける．支持台は歯形状の切欠きをもった固定枠になっており，試験歯を加圧したとき回転しないように，これ以外の歯を支持台で支えるようになっている³⁸⁻⁴⁰⁾．

試験は，P/M 歯車の歯先に曲げ荷重を繰返し速度 12 Hz で加えた．繰返し数 N が 5×10^6 回を超えても，歯が折損しないときの荷重をもって曲げ疲労限度荷重とした．本試験に使用した P/M 歯車の諸寸法を Table 2-6 に示しておく．これら諸寸法は万能投影機を使用して測定し，曲げ疲労強度は式 (2.7) ~ (2.11) から求めた．また，試験歯車 K754, K754R は，圧粉成形において他の歯車と同形状で製作すると装置の許容限界値を超えることから，他と異なる形状，歯数で製作した．比較材には溶製合金浸炭焼入れ鋼 SCM415 を使用した．

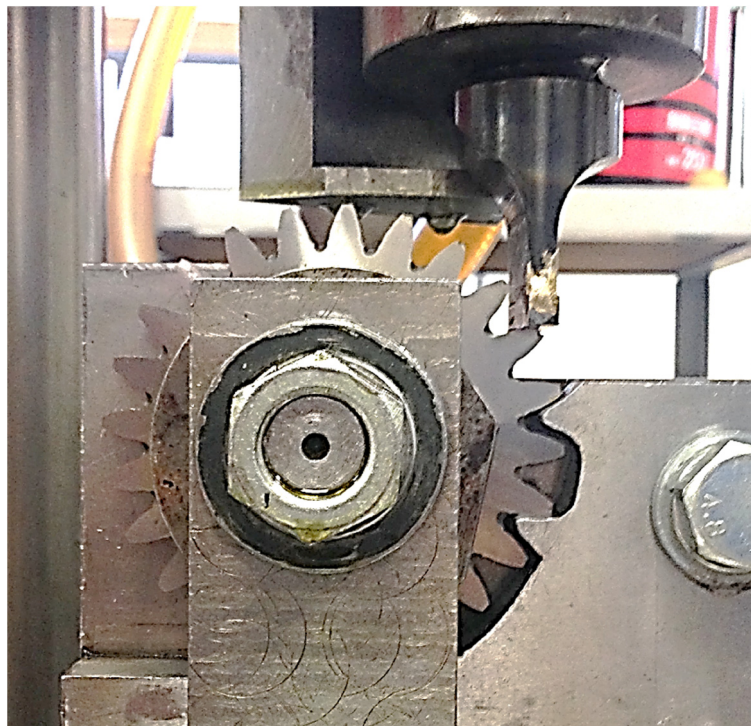
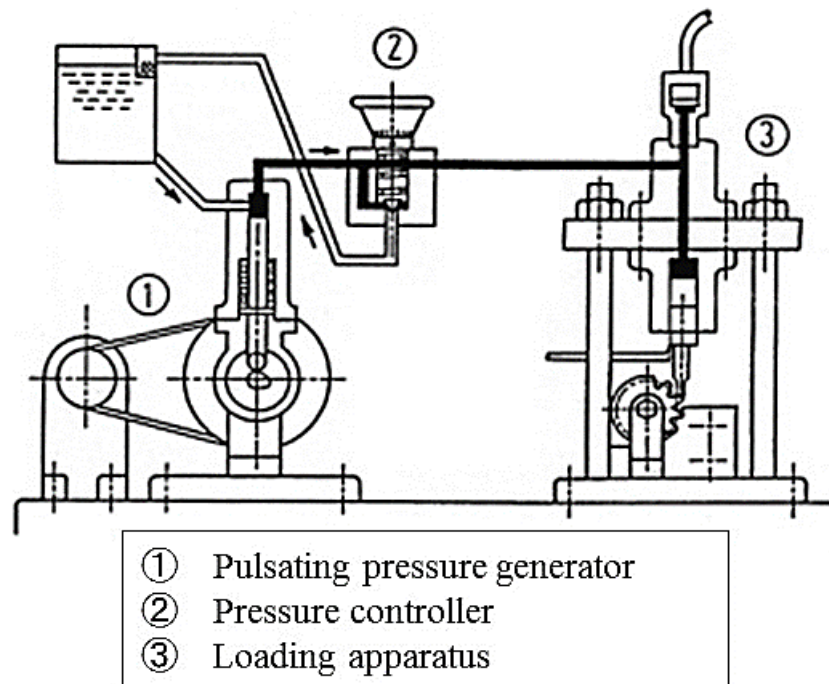


Fig.2-15 Schematic drawing of single tooth bending fatigue test machine (Pulsator) and setting-state

Table 2-6 Dimension of P/M test gears used single tooth bending fatigue test

Gear	l (mm)	s (mm)	y (mm)	ρ (mm)	θ ($^{\circ}$)	A
H740	6.15	5.90	0.96	1.66	62.24	3.66
H740R	6.21	5.73	1.03	1.66	62.24	3.83
H755	6.30	6.15	1.08	1.66	62.24	3.50
H755R	6.15	5.90	0.98	1.66	62.24	3.69
K730	6.30	6.15	1.08	1.66	62.24	3.50
K730R	6.15	5.90	0.95	1.66	62.24	4.02
K740	6.82	6.14	1.10	1.65	62.24	3.70
K740R	6.92	5.7	0.98	1.72	62.24	4.11
K754	6.15	5.90	1.03	1.71	60.24	4.17
K754R	6.57	5.59	1.03	1.71	60.27	3.39

2.6 歯車運転試験

2.6.1 Hertz の弾性接触理論

19 世紀の終わり Hertz によって円柱面同士、任意の曲面同士などの弾性接触部分に作用する応力が導き出され (Hertz の弾性接触理論)、Videky が円柱面同士の接触理論を歯車の接触に適用したことで、歯車の動力伝達効率と寿命は噛合い中に歯面に沿って生じる摩擦仕事に関係することを明らかにし、歯面に加わる荷重とそれによって生じる接触応力を求めている⁴¹⁾。

Hertz の弾性接触理論では、接触している二つの物体に荷重を加えていくと、接触部分に弾性変形する領域が形成され、この接触は物体の形により点接触と線接触とに分けられている。この領域が物体の表面積に比べ十分小さいときの接触は Hertz 接触と呼ばれ、次の前提条件で定義されている^{14, 26, 42)}。

- 接触領域は物体の表面積に比べ十分に小さい
- 接触する二つの物体は等質等方性弾性体である
- 接触する二つの物体間の表面は摩擦のない滑らかな面である
- 荷重は接触領域に垂直に作用する

2.6.1.1 点接触^{14, 42-44)}

点接触における接触領域は、球と平面などが接触して円を形成する場合と、曲率面を有した固体同士が接触して楕円を形成する場合の 2 種類が考えられる。円は楕円の特別な場合として取り扱えるため、ここでは Fig.2-16 (a) に示すような曲率面を有した二つの楕円体の接触を考える。楕円体 1 と 2 について x 面 (x_1 面および x_2 面)、y 面 (y_1 面および y_2 面) に含まれる主曲率半径を R_{x1} , R_{y1} , R_{x2} , R_{y2} とし、各面 (主曲率面 x_1 と x_2 あるいは y_1 と y_2) のなす角を ω とおく (Fig.2-16 (b))。各々の楕円体に法線荷重 P を負荷したとき、応力分布が Fig.2-16 (c) のような楕円になる場合を考慮すると、この楕円の長半径 a 、短半径 b は Hertz の接触理論から次式のように表わされる。

$$a = \alpha \sqrt[3]{\frac{3 P R}{2 E'}} \quad (2.12)$$

$$b = \beta \sqrt[3]{\frac{3 P R}{2 E'}} \quad (2.13)$$

ここで、 R は主曲率半径、 E' は等価弾性係数であり、次式で与えられる。

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_{x1}} + \frac{1}{R_{y1}} + \frac{1}{R_{x2}} + \frac{1}{R_{y2}} \right) \quad (2.14)$$

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \quad (2.15)$$

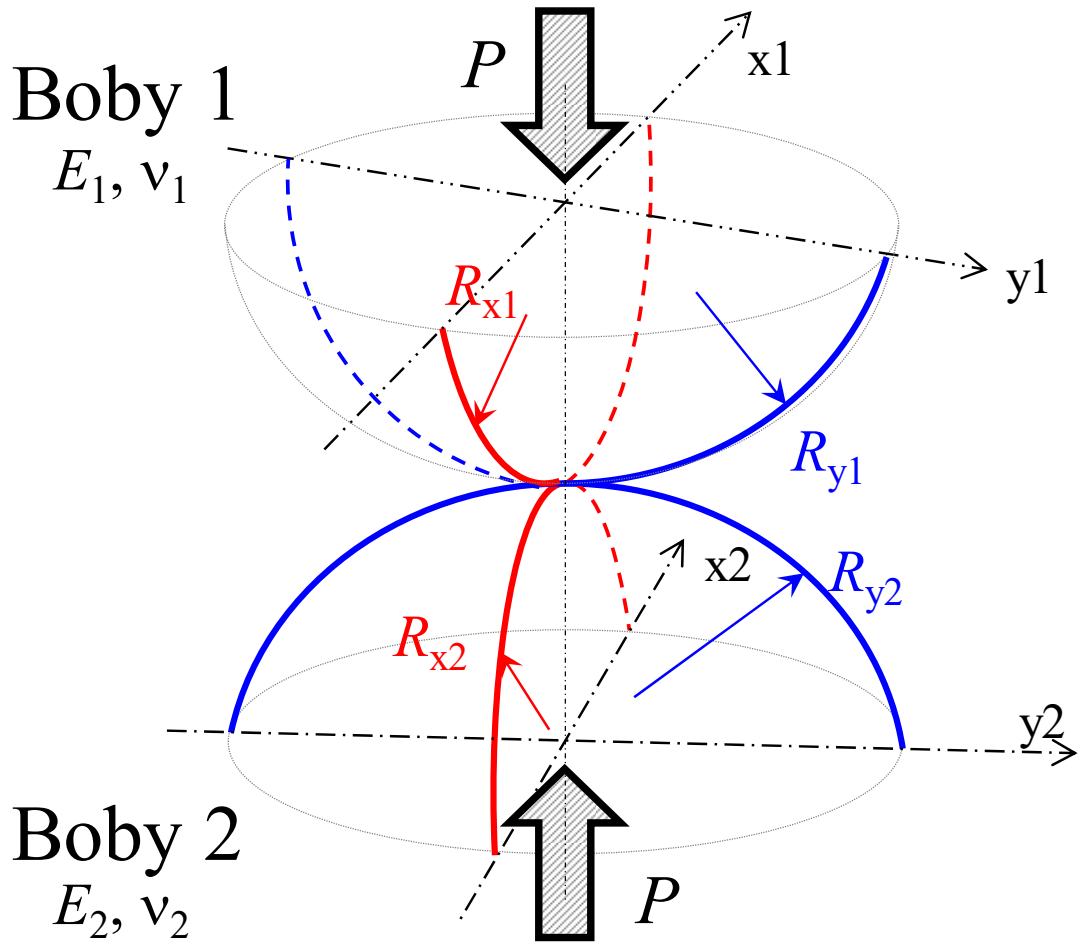
E_1, ν_1 : 楕円体 1 の縦弾性係数, ポアソン比

E_2, ν_2 : 楕円体 2 の縦弾性係数, ポアソン比

また、楕円体 1 の主曲率半径 (R_{x1} および R_{y1})、楕円体 2 の主曲率半径 (R_{x2} および R_{y2}) および主曲率面のなす角 ω との関数を補助角 τ で表わすと、次式の関係が与えられる。

$$\cos \tau = R \sqrt{\left\{ \left(\frac{1}{R_{x1}} - \frac{1}{R_{y1}} \right)^2 + \left(\frac{1}{R_{x2}} - \frac{1}{R_{y2}} \right)^2 + 2 \left(\frac{1}{R_{x1}} - \frac{1}{R_{y1}} \right) \left(\frac{1}{R_{x2}} - \frac{1}{R_{y2}} \right) \cos 2\omega \right\}} \quad (2.16)$$

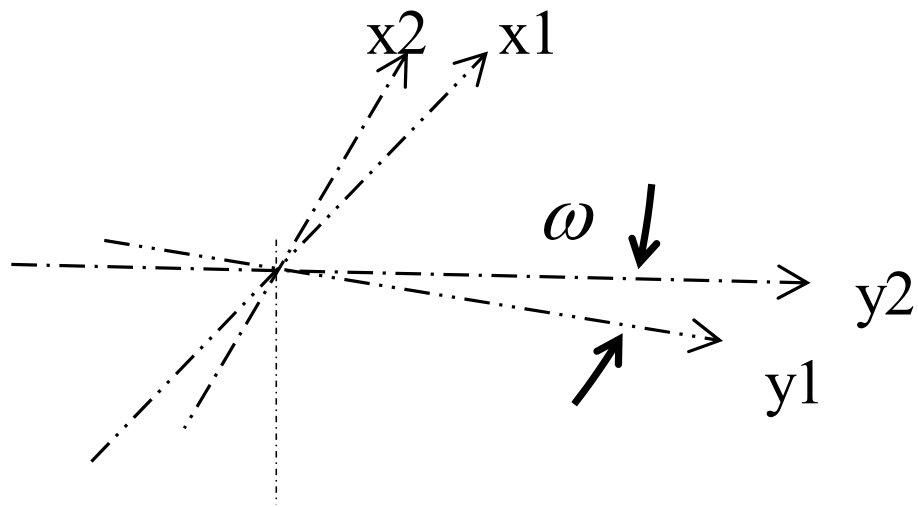
α, β は補助角 τ の関数であり、これらの間には次の関係が成立する。



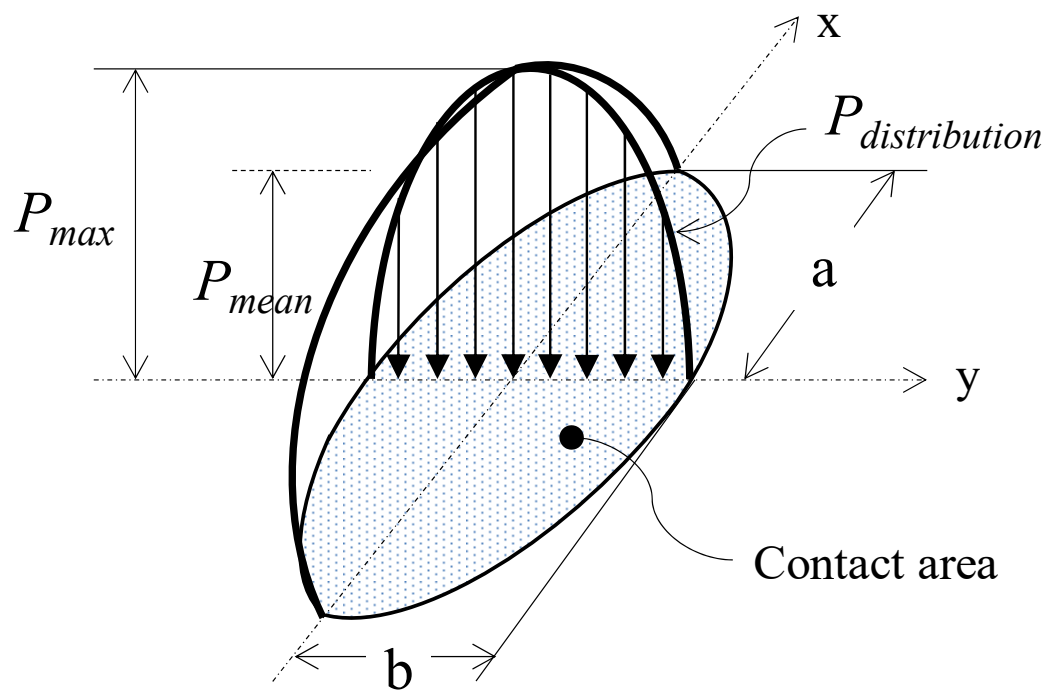
(a) Schematic drawing

Fig.2-16 Schematic drawing of point contact in Hertz's theory

(a) Schematic drawing, (b) Plane-angle, (c) Stress distribution in point contact area



(b) Plane-angle



(c) Stress distribution in point contact area

Fig.2-16 Continued

$$\alpha = \sqrt[3]{\frac{2 J_2}{\pi \cos^2 \varepsilon}} \quad (2.17)$$

$$\beta = \sqrt[3]{\frac{2 J_2 \cos \varepsilon}{\pi}} \quad (2.18)$$

ただし, $\cos \varepsilon$ は次式が満たされるように設定される.

$$\sin^2 \frac{\tau}{2} = \frac{J_1 - J_2}{J_2} \cot^2 \varepsilon \quad (2.19)$$

J_1 , J_2 はそれぞれ第 1 種および第 2 種の完全楕円積分であり, 次のように表わされるが, それぞれの積分値は数表からも求めることができる.

$$J_1 = \int_0^{\pi/2} \frac{d\varphi}{\sqrt{1 - \sin^2 \varepsilon \sin^2 \varphi}} \quad (2.20)$$

$$J_2 = \int_0^{\pi/2} \sqrt{1 - \sin^2 \varepsilon \sin^2 \varphi} d\varphi \quad (2.21)$$

接触圧力 (平均接触圧力) P_{mean} は, 荷重 P を接触領域の面積で割ることで求められる.

$$P_{mean} = \frac{P}{\pi ab} \quad (2.22)$$

また，接触圧力の分布は Fig.2-16 (c) に示すように，中心において最大値をもち，接触領域の境界においてゼロになる楕円体を半分にしたような分布になる．接触圧力の最大値 P_{max} および接触領域内の任意の位置(x, y)での接触圧力 $P_{distribution}$ は，次式のように表わされる．

$$P_{max} = 1.5 P_{mean} \quad (2.23)$$

$$P_{distribution} = P_{max} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad (2.24)$$

接触領域が円となる場合，球と球では $a = b$ ，球と平面では平面の曲率半径は ∞ であるため $R = R_1 (= R_2)$ と置き換えて二次元平面で取り扱えばよい．これを代入すれば，上式 (2.12)，(2.24) は次式のように示される．

球と球

$$a = \sqrt[3]{\frac{3 P R}{2 E'}} \quad (2.25)$$

球と平面

$$a = \sqrt[3]{\frac{3 P R_1}{2 E'}} \quad (2.26)$$

球と球，球と平面

$$P_{distribution} = P_{max} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} \quad (2.27)$$

2.6.1.2 線接触 ^{26, 44)}

線接触では, Fig.2.17 (a) に示すように軸が平行な二つの円筒が接触する場合を考慮する. 接触面は幅の狭い矩形となり (Fig.2.17 (b)), 圧力分布は Fig.2-17 (c) に示すように, 接触面に対して垂直な面に半楕円状に生じる. ここでは, 円筒の曲率半径をそれぞれ R_1, R_2 とし, それぞれの円筒に法線荷重 P を負荷したとき, 接触領域が弾性接触幅 $2b$, 長さ L をもった矩形になる場合を考慮する. この矩形の半値幅 b は, Hertz の接触理論により次のように表わされる.

$$b = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{P R}{L E'}} \quad (2.28)$$

ここで, 主曲率半径 R は式 (2.14) に $R_{x1} = R_{y1}$ および $R_{x2} = R_{y2}$ を代入し, 等価弾性係数 E' は式 (2.15) により求めることができる. また, 最大接触応力 P_{max} は接触面の長手方向中心線上に生じ, 次式で与えられる.

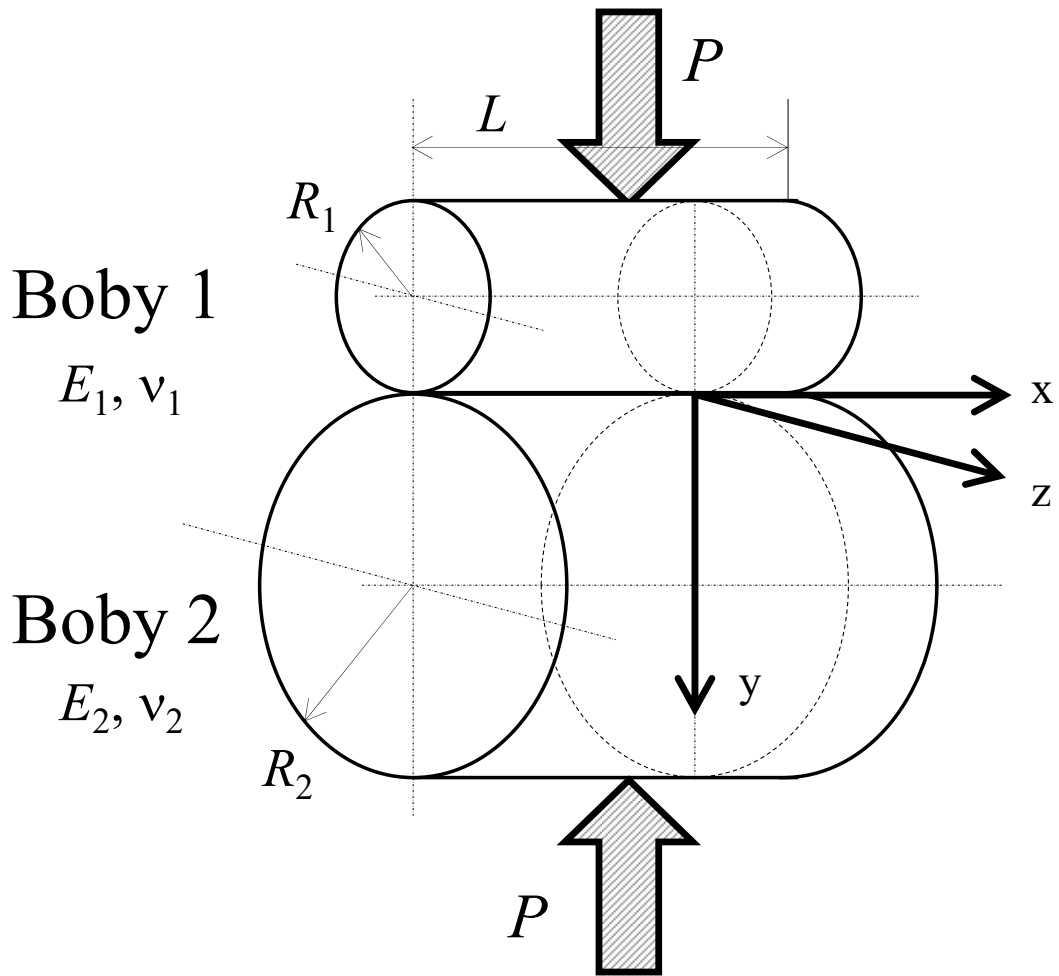
$$P_{max} = \frac{2P}{\pi b L} = \sqrt{\frac{\frac{1}{\pi} \frac{P R}{L}}{\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}}} \quad (2.29)$$

荷重 P を単位長さあたりの荷重 $P_n (= P/L)$ で表すと, 式 (2.13), (2.23), (2.24) は次式のように表わすことができる.

$$b = \sqrt{\frac{8 P_n R}{\pi E'}} \quad (2.30)$$

$$P_{max} = \sqrt{\frac{P_n E'}{2 \pi R}} \quad (2.31)$$

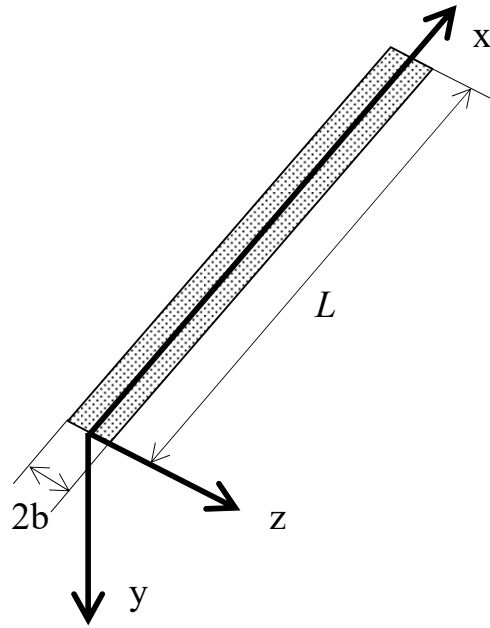
$$P_{distribution} = \frac{2}{\pi} \frac{P_n}{b} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{b}\right)^2} \quad (2.32)$$



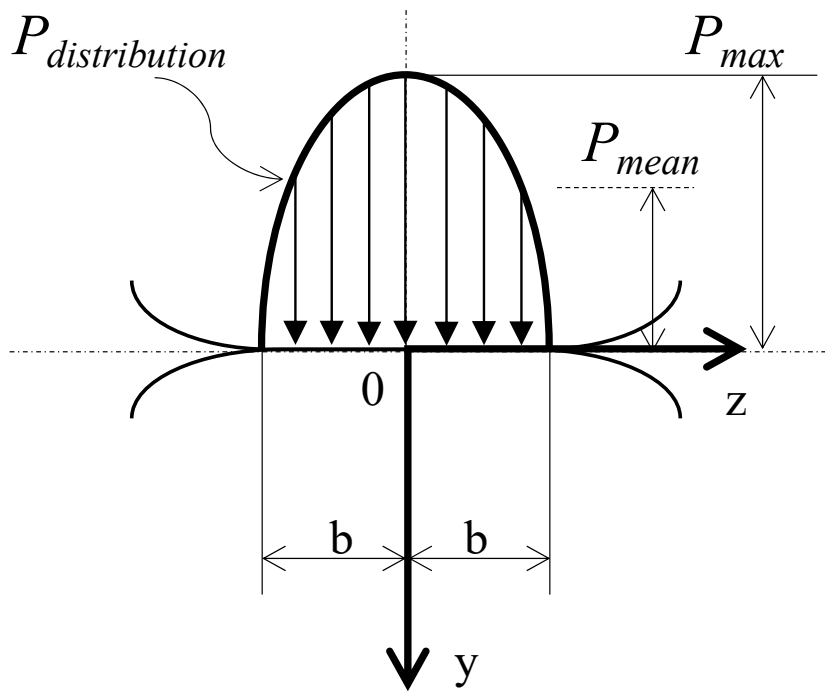
(a) Schematic drawing

Fig.2-17 Schematic drawing of line contact in Hertz's theory

(a) Schematic drawing, (b) Line contact area, (c) Stress distribution in y-z plane



(b) Line contact area



(c) Stress distribution in y-z plane

Fig.2-17 Continued

2.6.2 運転試験（面圧疲労試験）

Fig.2-18 に、運転試験に使用した動力循環式歯車運転試験機の概略図および試験時の写真を示す。本試験機は、モータの回転をトーションバーを介して駆動歯車を回転させ、被動歯車との噛み合わせにおける負荷トルクによって面圧疲労強度を測定する。動力には、駆動歯車の回転速度を $n = 300 \sim 3000 \text{ min}^{-1}$ の範囲で無段階に変えることのできる VS モータを使用し、トーションバーに接着したトルク検出用ひずみゲージから負荷トルクを読み取る¹⁰⁾。歯車の中心距離は固定 (59.53 mm) されており、今回用いた歯車対の円周方向バックラッシ ($c_o =$) $290 \text{ }\mu\text{m}$ は JIS に規定されている最大値と最小値の和の約 1/2 に相当する。

運転試験は、相手歯車材に溶製合金浸炭焼入れ鋼 SCM420 を用いて一様荷重下での疲労限度を測定した。試験歯車の回転速度は小歯車 (Fig.2-4 (a)) の場合は 1800 min^{-1} 、大歯車 (Fig.2-4 (b)) の場合は 900 min^{-1} である。試験歯車 K730, K730R は強度が低いと推測されるため大歯車にて試験を行い、この場合には小歯車の方が先に損傷するため、小歯車の損傷が発生する毎に交換しながら試験を継続した。潤滑は、工業用汎用潤滑油 RO150 (JX エネルギー(株)製) を使用し、油温 313 K 、油量 $0.4 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{min}$ で強制潤滑する。試験は、試験歯車の歯が折損した場合に試験機に取付けられた振動感受装置が作動して試験機が停止するとき、或は試験歯車の歯面損傷面積率が 2%以上になるときの繰返し数 N をもって疲労寿命とした。これにより、試験歯車に対する S-N 曲線を求めた。また、荷重の繰返し数が 1.5×10^7 回に達しても、損傷が発生しない限界の荷重をもって疲労限度荷重とした^{10, 45)}。本試験では、はじめ軽荷重下 (面圧疲労限度 40%) にて 10^5 回ならし運転した後、本試験運転を行った。比較材には溶製合金浸炭焼入れ鋼 SCM420 を使用した。

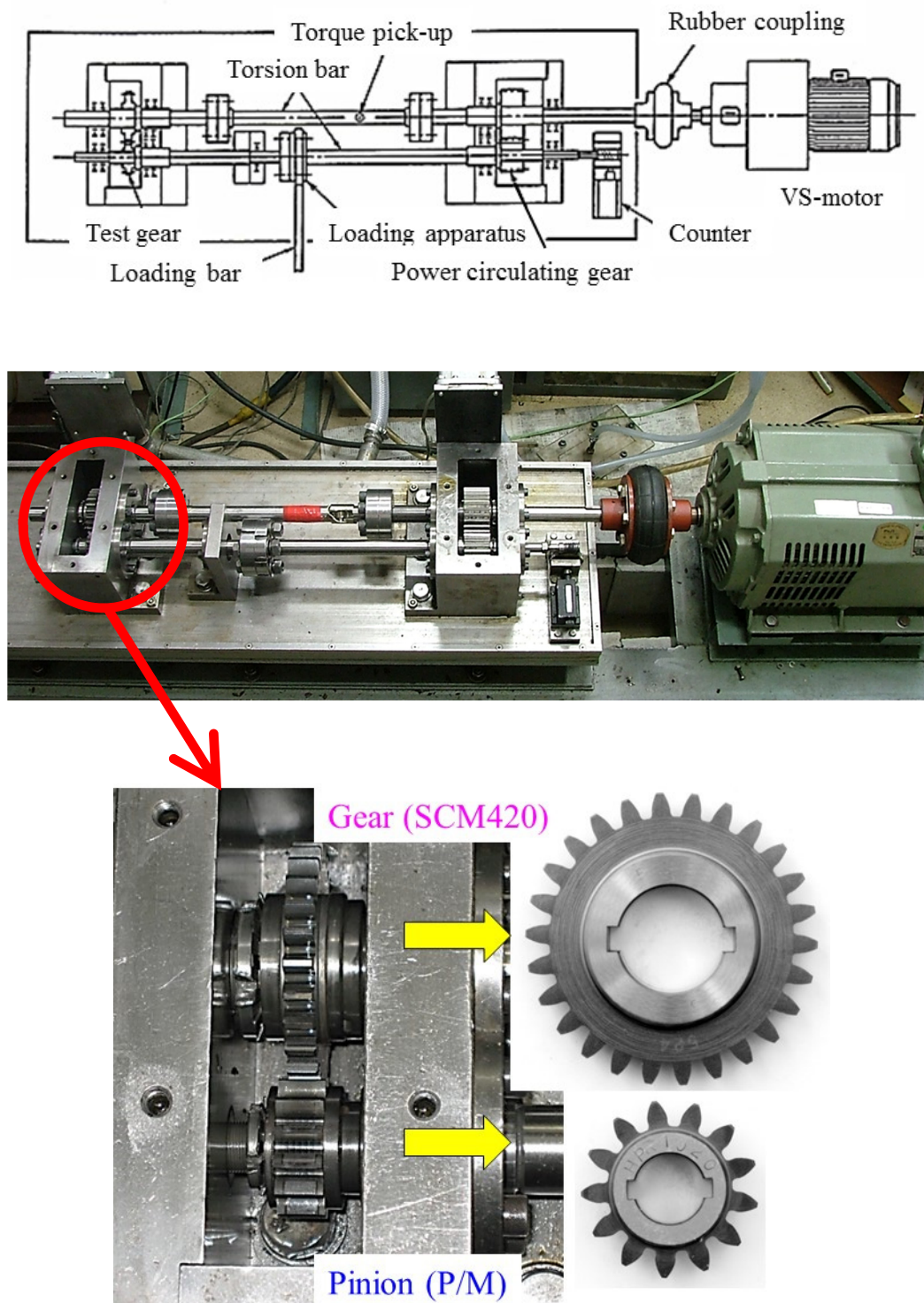


Fig.2-18 Schematic drawing of a power recirculating type test rig and setting-state

2.7 参考文献

- 1) 遠藤弘之:「焼結機械部品について 第1回新粉末冶金入門講座テキスト」,(社)粉体粉末冶金協会,(1993) 33-45
- 2) 宇波繁, 上ノ菌聡, 杉原裕:「焼結後の熱処理の省略を可能とする高強度焼結部品用合金鋼粉「JIP 21SX」」, JFE 技報, 7 (2005) 14-17.
- 3) 宇波繁, 尾崎由紀子, 上ノ菌聡:「疲労特性に優れた高密度焼結体が得られる温間金型潤滑成形用偏析防止処理鉄粉「JIP クリーンミックス DL」」, JFE 技報, 7 (2005) 6-13.
- 4) 宇波繁:「高疲労強度焼結部品を実現するハイブリッド型 Mo 系合金鋼粉」, 素形材, Vol.48, No.11 (2007) 1-5.
- 5) (社) 日本金属学会編:「金属データブック第3版」丸善(株), (1993) 20-22
- 6) 小岩昌宏, 中島英雄:「材料における拡散 格子上のランダム・ウォーク」, 内田老鶴圃, (2009) 61-79
- 7) 吉田眞規, 佐藤正昭, 佐久間均, 関義和:“高強度プレアロイ型鋼粉の機械的特性” R-D 神戸製鋼技報 Vol.47 No.2 (1997) 54-57
- 8) 竹増光家, 小出隆夫, 武田義信, 新仏利伸:「表面転造 Cr-Mo 焼結鋼歯車の精度と強度」, 自動車技術会論文集, Vol.40, No.1 (2009) 181-186
- 9) 西田智, 吉田眞規, 鈴木浩則, 竹増光家, 小出隆夫:「Ni-Mo 系低合金鋼粉を適用した焼結転造浸炭歯車の特性」, 粉体および粉末冶金, Vol.61, No.6 (2014) 318-323
- 10) 竹増光家, 小出隆夫, 石丸良平, 武田義信, 新仏利伸, 上村大輔, 齋藤一樹, 中村章二,「自動車トランスミッション用 1.5Cr-0.2Mo 焼結合金鋼歯車の表面転造特性と荷重負荷能力」, 粉体および粉末冶金, Vol.57, No.6 (2010) 442-448
- 11) 竹増光家, 三浦秀士, 二井祐二, 小出隆夫, 尾崎龍夫:「ねじ状工具による焼結鉄系合金歯車の仕上げ転造」, 粉体および粉末冶金, Vol.57, No.9 (2006) 718-724
- 12) T. Takemasu, T. Koide, Y. Takeda, D. Kamimura, M. Nakamoto: “Properties of Densification by Load Bearing Capacity of 1.5Cr-0.2Mo High Density Sintered

- Steel Rollers and Gears”, J. Solid Mechanics and Materials Engineering, Vol.5, No.12 (2011) 825-837
- 13) T. Takemasu, T. Koide, T. Shinbutsu, Y. Takeda: “Load-Bearing Capacity and Process Optimization in Surface Rolling of 1.5Cr-0.2Mo High-Density P/M Pinion Gears”, 15th International Conference on Advanced Materials & Processing Technologies, Proceedings, (2012) CD-ROM
- 14) 竹増光家, 小出隆夫, 石丸良平, 武田義信, 新仏利仲, 上村大輔, 齋藤一樹, 中村章二: 「自動車トランスミッション用 1.5Cr-0.2Mo 焼結合金鋼歯車の曲げ疲労強度と衝撃強度」, 粉体および粉末冶金, Vol.57, No.6 (2010) 449-454
- 15) 竹増光家, 小出隆夫, 武田義信, 新仏利仲, 上村大輔, 齋藤一樹, 中村章二: 「1.5Cr-0.2Mo 焼結合金鋼ローラの表面転造特性と面圧疲労強度」, 粉体および粉末冶金, Vol.57, No.6 (2010) 424-429
- 16) 田中啓介: 「材料組織の微細化と残留応力による疲労強度の向上」, 名城大学理工学部研究報告, No.48 (2008) 67-70
- 17) 戸井詔彦, 山下鉄雄: 「炭素鋼の疲労強度と残留応力」, 津山高専紀要, No.14 (1976) 89-94
- 18) 石倉亮平, 井上圭介, 小林祐次, 辻俊哉: 「ピッチング強度に及ぼすショットピーニングによる加工硬化および残留応力の影響」, 電気製鋼, Vol.81, No.2 (2010) 99-108
- 19) 上野拓: 「歯車工学」, 共立出版(株), (1977) 102-109
- 20) 吉田亨: 「設計技術者のための表面硬化技術」, 日刊工業新聞社, (1971) 75-81
- 21) 木野伸郎, 馬淵豊, 小柳貢士, 村上亮: 「自動車用パワートレイン材料の技術動向」, 電気製鋼, Vol.85, No.2 (2014) 97-106
- 22) 関東産業経済局: 「自動車トランスミッション用の高強度焼結歯車の高精度仕上げ転造システムの開発」, (2010)
- 23) 穂屋下茂: 「表面硬化歯車材の面圧強度向上に関する研究 (学位論文)」, (1999) 70-77
- 24) 吉田亨: 「設計技術者のための表面硬化技術」, 日刊工業新聞社, (1971)

- 25) 日本工業標準調査会：「日本工業規格 JIS B 1755 : 1999 (ISO6336-5 : 1999)」
- 26) 吉田彰：「トライボ設計のための転がり疲れ寿命と面圧強さ」，(株)日本理工出版会，(2012) 1-17
- 27) 渡辺孝一：「転がり接触面下の応力」，NACHI Technical Report, Vol.14D1 (2007) 1-6
- 28) 矢島悦次郎, 市川理衛, 古沢浩一：「若い技術者のための機械・金属材料」，丸善(株)，(1979) 121-139
- 29) 河田一喜：「本当によくわかる窒化・浸炭・プラズマ CVD (高機能表面改質法の基礎と応用)」，日刊工業新聞社，(2012) 109-229
- 30) 吉田亨：「設計技術者のための表面硬化技術」，日刊工業新聞社，(1971) 131-153
- 31) ギュンター・ペツォー：「金属エッチング技術」，(株)アグネ，(1977) 66-72
- 32) 臼井太一郎：「金属材料」，(株)パワー社，(1971) 74-95
- 33) 上野拓：「歯車工学」，共立出版(株)，(1977) 195-201
- 34) 上野拓：「歯車工学」，共立出版(株)，(1977) 47-57
- 35) 林則行，富坂兼嗣，平賀英資：「機械設計法 改定・SI 版」，森北出版(株)，(1988) 147-150
- 36) 会田俊夫，寺内喜男：「平歯車の曲げ応力について（第 2 報 歯の応力集中係数と曲げ応力計算式）」，日本機械学会，Vol.27, No.178 (1961) 862-868
- 37) 会田俊夫，寺内喜男：「平歯車の曲げ応力について（第 3 報 歯の応力計算結果について）」，日本機械学会，Vol.27, No.178 (1961) 868-876
- 38) 会田俊夫，藤尾博重，高下二郎：「焼結金属歯車の強度特性」（第 1 報），精密機械，Vol.31, No.1 (1965) 109-114
- 39) 会田俊夫，寺内喜男：「歯車の疲労試験機と二三の試験結果について」，材料試験，Vol.36, No.5 (1956) 553-557
- 40) 会田俊夫，寺内喜男：「歯車の歯の曲げ疲労強度について」，材料試験，Vol.91, No.10 (1961) 278-286
- 41) 門田和雄：「トコトンやさしい歯車の本」，日刊工業新聞社，(2013) 104-105

42) 岡本純三：「ボールベアリング設計計算入門」，日刊工業新聞社，(2011)
2-7

43) Mathew Mate: “Tribology on the Small Scale: A Bottom Up Approach to Friction, Lubrication, and Water“, (三矢保永, 小野京右 共訳), 榊岡書店, (2013) 46-52

44) 穂屋下茂：「表面硬化歯車材の面圧強度向上に関する研究（学位論文）」，(1999) 25-30

45) 竹増光家，仲元雅人，小出隆夫，武田義信，新仏利仲：「自動車トランスミッション用 1.5Cr-0.2Mo 焼結合金鋼歯車の荷重負荷能力（駆動方式，歯数，相手歯車の材質，表面転造の影響）」，粉体および粉末冶金，Vol.60, No.6 (2013) 271-277

3 章 試験結果

本章では、2 種類のプレアロイ合金鋼粉から各々製作した密度の異なる試験歯車について、これに転造を施した場合と未転造の場合とで歯の表面層の緻密化が曲げ疲労強度や面圧疲労強度に与える効果を調査した。まず P/M 歯車の危険断面付近およびピッチ点付近それぞれの断面について、内在する空孔の分布や大きさを観察した後、表面から深さ方向に空孔率と硬さの測定を行った。次に製作した各種 P/M 歯車を用いて曲げ疲労試験、運転試験を行い、そして転造による表面層の緻密化が強度に与える効果を検証し、高荷重の加わる動力伝達用歯車として現在使用されている溶製合金鋼浸炭焼入れ歯車（以後、溶製鋼歯車と記す）のそれと比較した。

3.1 空孔観察，空孔率

Fig.3-1 に曲げ疲労試験用に別途準備した P/M 歯車の危険断面付近，Fig.3-2 に運転試験に使用した P/M 歯車のピッチ点付近の断面空孔写真を示す。K 材から製作した未転造 P/M 歯車は、密度の低い K730 では危険断面付近，ピッチ点付近で粉末粒子間の隙間が空孔としてほぼそのままの形態で観察できるが、密度が高くなるにつれ空孔は微細化と平滑化が進行し、最も密度の高い K754 では粉末粒子端（粒界の交点）に球状化した微細な空孔が観察できる。転造した P/M 歯車は、全て表面から深さ 0.5 mm の範囲（緻密化領域）において心部に比べ高密度化しているが、この緻密化領域にも空孔が僅かに残存しており、その数は密度が低い場合であるほど多くなっている。表面から心部にかけての空孔分布は緩やかに増える傾向があり、緻密化領域と心部の境界は不明慮である。そして、心部の空孔サイズは未転造歯車のそれに比べ K740R，K754R では大きく、反対に K730R では微細化している¹⁾。この差異は、表面層の緻密化によって焼結鋼内部への熱伝導が良くなったため浸炭焼入れ時に焼結が進行したと考えられる。つまり、K730R は焼結が不十分であったため焼入れによって焼結が進行し、十分に焼結された K740R や K754R は更に焼結が促されたため焼結後

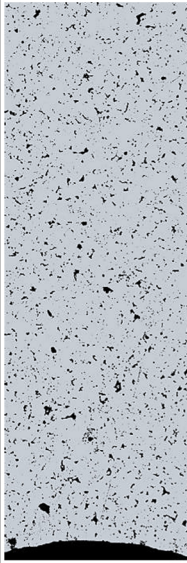
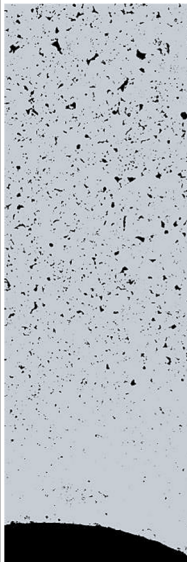
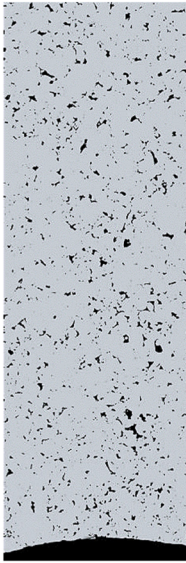
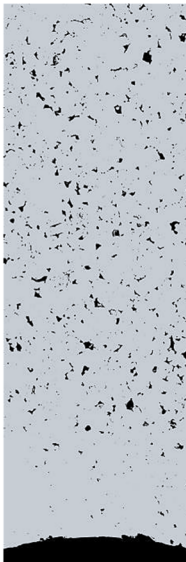
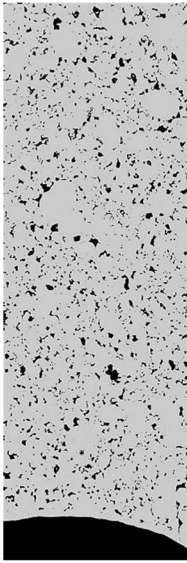
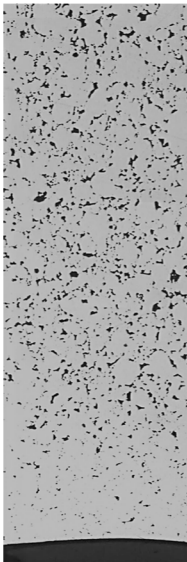
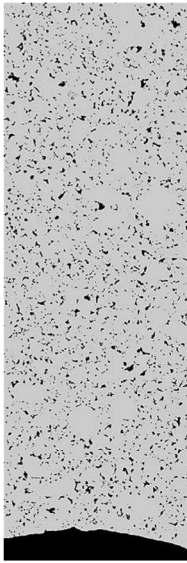
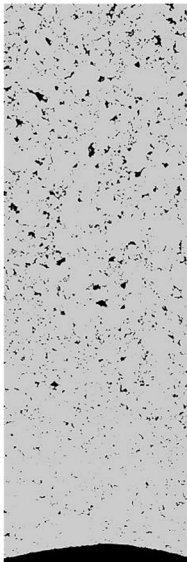
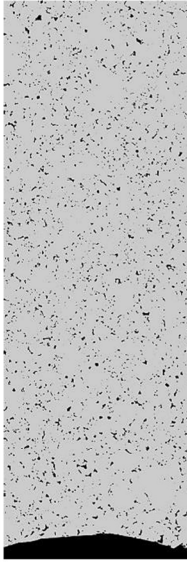
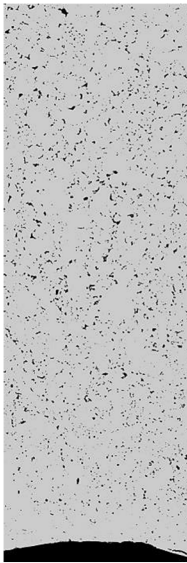
As-sintered		Surface rolled	500 μm
H740		H740R	
H755		H755R	
K730		K730R	
K740		K740R	
K754		K754R	

Fig.3-1-1 The metallographic structure at critical section of P/M gear specimens

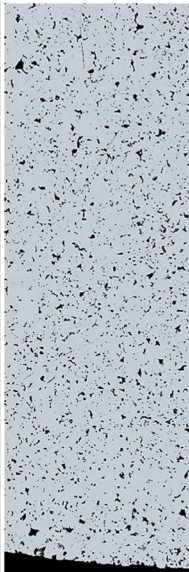
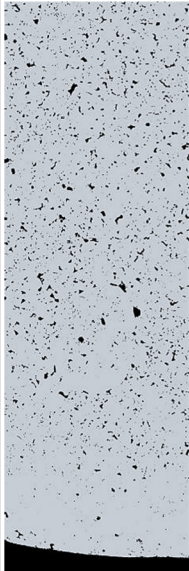
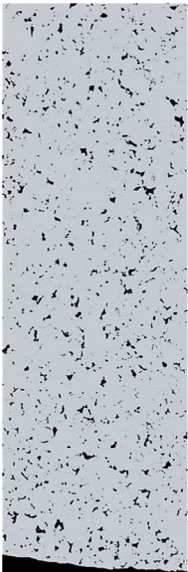
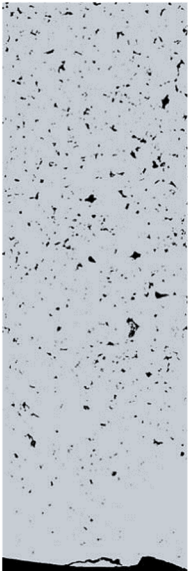
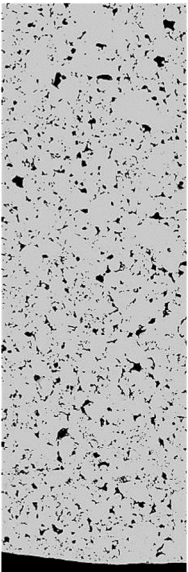
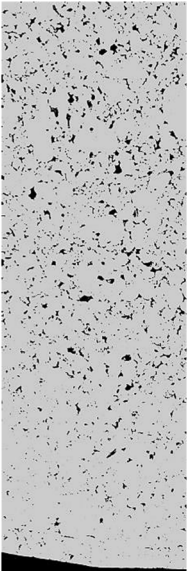
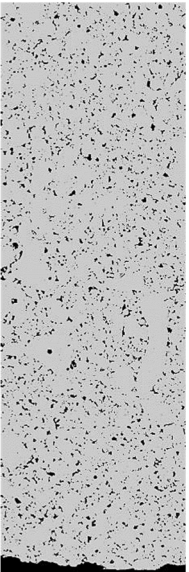
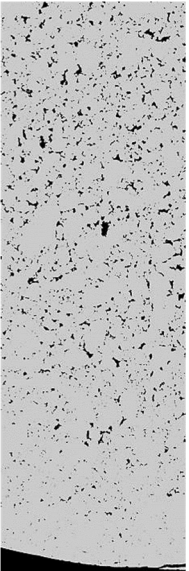
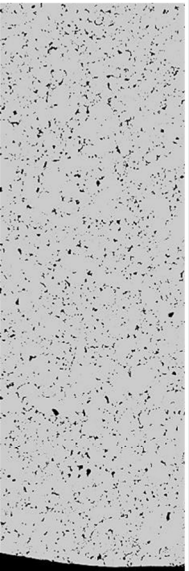
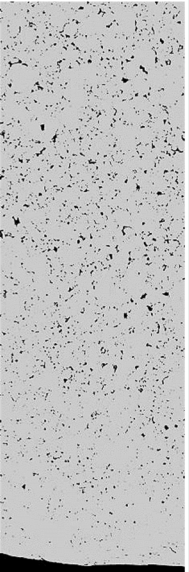
As-sintered		Surface rolled	500 μm
H740		H740R	
H755		H755R	
K730		K730R	
K740		K740R	
K754		K754R	

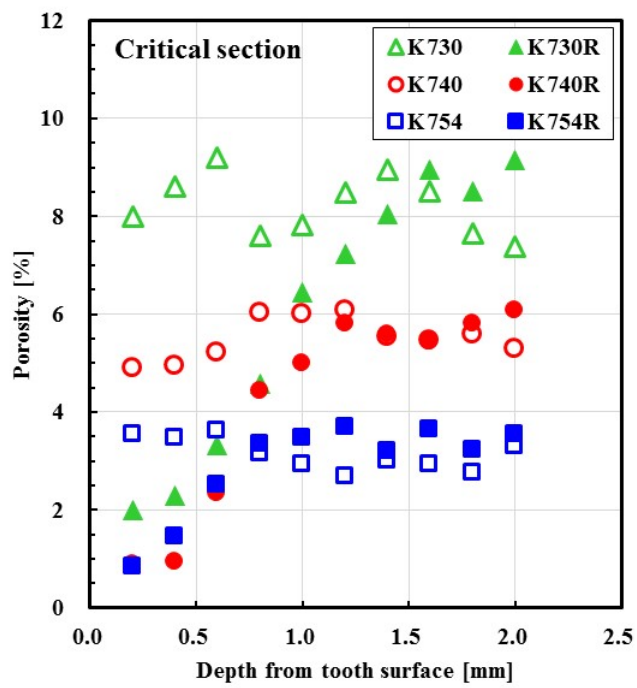
Fig.3-2 The metallographic structure around pitch point of P/M gear specimens (After surface durability test)

期にみられる空孔の成長が起きたと考えられる。

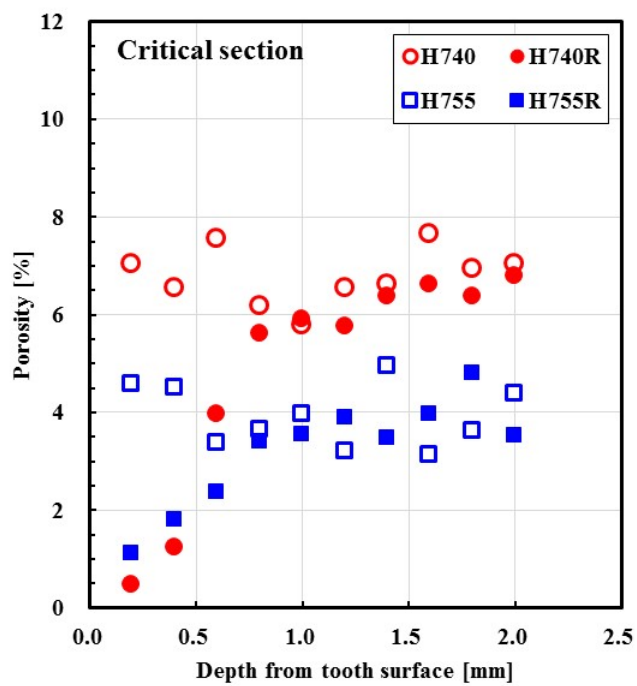
H 材から製作した未転造 P/M 歯車は密度に関わらず危険断面付近、ピッチ点付近の空孔は粉末粒子端に観察できるが、H755 はこれより密度の低い H740 より空孔サイズは大きく、その数は増えており、粒子径の成長も観察できる。これは、H755 の方が高い焼結温度で製作したことに起因する。転造した場合、双方とも表面から深さ 0.5 mm の範囲は高密度化され、特にその深さが約 0.2 mm の範囲内で空孔がほとんど存在しない、ほぼ完全な緻密化が行われており、転造による緻密化の度合いが高く、その効果が明確に現れている²⁻⁴⁾。表面から心部にかけての空孔分布は急峻に変化していることが観察され、緻密化領域と心部の境界は明瞭である。心部の空孔は未転造歯車のそれに比べサイズは大きく、その数は増えており、上記 K 材で製作した場合同様、焼入れにより焼結が促された現象が観察できる。

本研究で製作した P/M 歯車に内在する空孔は、焼結の進行とともに K 材では微細化しているが、H 材は微細化が進んでおらず、素材によって異なる挙動を示している。焼結は、粉末粒子同士の接触部において原子が移動（拡散）する輸送現象によって粉末粒子を結合する機構であり、原子の拡散は主に表面輸送と体積輸送ふたつの駆動力の違いで分けられる。前者は蒸発・凝縮、表面拡散、体積拡散が主な駆動力であり、後者のそれは粒界拡散、塑性流動、体積拡散である。一般に、表面輸送は焼結の初期段階における比較的低温で支配的に起こる現象で、その特徴は収縮率が小さいため緻密化しにくく、粉末粒子の成長は抑制される。体積輸送は焼結中期以降の段階における高温焼結で支配的に起きる現象で、その特徴は収縮率が大きく、緻密化しやすいが、粉末粒子の成長が促される⁵⁻⁶⁾。これによれば、K 材は密度が高くなるにしたがって緻密化とともに空孔の微細化が進行する体積輸送が支配的な焼結機構である。他方、H 材は焼結温度を高くすることで高密度化しているが、空孔の微細化が進んでいないことから、その機構は表面輸送が支配的であると考えられる。すなわち、各々の素材から製作される P/M 歯車は異なる焼結性を示し、空孔の分布や大きさ、数に違いが明確に現れている。

次に、空孔観察で用いた各種 P/M 歯車について、危険断面付近、ピッチ点付近それぞれの空孔率分布を素材別に Fig.3-3, Fig.3-4 に示す。K 材から製作した

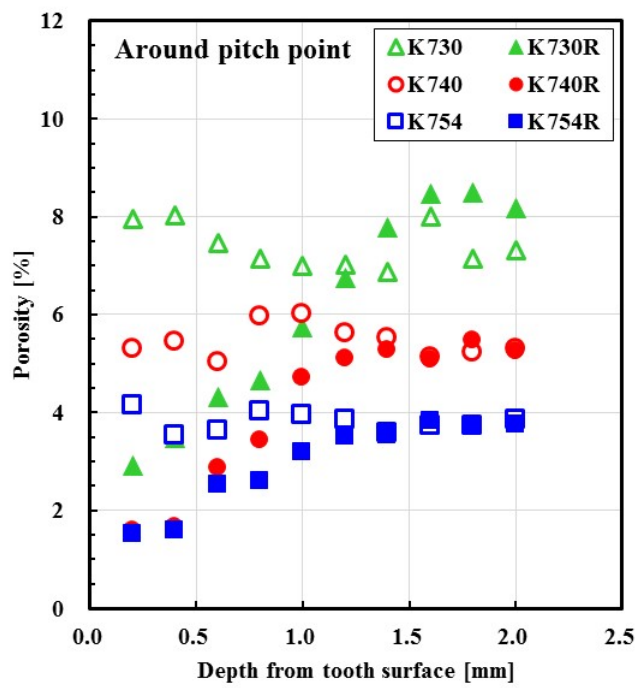


(a) K material

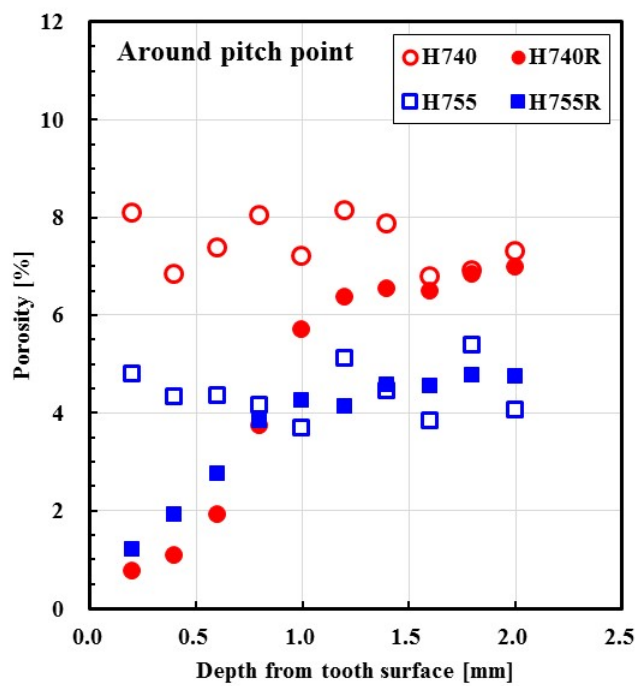


(b) H material

Fig.3-3 Porosity distributions in depth from tooth surface
at critical section of P/M gear specimens



(a) K material



(b) H material

Fig.3-4 Porosity distributions in depth from tooth surface
around pitch point of P/M gear specimens

場合、転造した K740R と K754R は危険断面付近、ピッチ点付近いずれも表面から深さ 0.5 mm の範囲の空孔率は目標とした 2%以下に高密度化されているが、K730R のそれは 2 ~ 4%程度に留まり、緻密化の度合いが不十分である⁸⁻⁹⁾。また、密度が高くなっている(緻密化が及んでいる)深さは K754R で 0.8 ~ 1.2 mm, K740R では 1.2 ~ 1.4 mm, K730R では 1.4 ~ 1.6 mm であり、密度が低い場合ほど深くまで達している。

H 材から製作した場合、転造した H740R, H755R いずれも危険断面付近、ピッチ点付近で表面から深さ 0.5 mm の範囲の空孔率は 2%以下に高密度化され、その度合いは H755R より密度の低い H740R の方が僅かに大きい。転造による緻密化が及んでいる深さは H755R で約 0.8 mm, H740R では 0.8 ~ 1.6 mm であり、これも密度の低い方が深い領域にまで達している。

この緻密化が及んでいる深さは K 材, H 材異なる素材であっても密度が同等であれば同程度の深さに達しており、転造による緻密化の度合いは密度（空孔率）と強く関連していると言える。これは、空孔率の高い（密度の低い）P/M 歯車であるほど空孔の間隔が狭くなるため、空孔周囲に生じる応力集中の干涉によって応力が大きくなり、転造における圧縮荷重が深くまで達する結果になったと考えられる。

未転造 P/M 歯車について、空孔率の平均値と標準偏差を Table 3-1 に示す。空孔率の平均値は、K730 を除く全ての P/M 歯車においてピッチ点付近に比べ、危険断面付近の方が低くなっている。これは、観察した P/M 歯車はそれぞれ試験に合わせて異なる成形体サイズで製作したことに起因する。危険断面付近を観察した P/M 歯車は、ピッチ点付近を観察した歯車より大きな寸法で作製していることから、熱履歴が僅かに長くなったためである。空孔率の標準偏差は素材によって異なり、K 材は密度が小さくなるにつれこれにほぼ比例して測定値のばらつきが大きくなっている。これより H 材のばらつきは大きい、それは異なる密度であってもほぼ一定である。Fig.3-1, Fig.3-2 で示すように K 材は密度が低い場合ほど空孔サイズが大きい、ため、測定面積に対する空孔面積率にばらつきが生じてしまったと考えられる。このことは、H 材についても同様に言え、ばらつきの大きさからも H 材から製作した P/M 歯車に内在している空孔は K 材のそれよりサイズは大きく、微細な空孔が少ないことを示している。

Table 3-1 Average and standard deviation of porosity in the as-sintered P/M gears

Gear / Pinion		H740	H755	K730	K740	K754
Critical section	Average (%)	6.79	3.93	8.22	5.50	3.14
	Std. deviation	0.580	0.635	0.612	0.433	0.329
Around pitch point	Average (%)	7.44	4.40	7.40	5.46	3.80
	Std. deviation	0.538	0.544	0.450	0.333	0.201

3.2 硬さ分布

空孔観察で用いた各種 P/M 歯車について危険断面付近の硬さ分布を Fig.3-5 に、ピッチ点付近の硬さ分布を Fig.3-6 に素材別で示す．未転造 P/M 歯車の表面層の硬さは素材に関わらず密度が高い場合ほど大きく、密度 7.5 Mg/m^3 以上の P/M 歯車では約 HV800 まで大きくなっている¹⁰⁻¹²⁾．転造した場合のそれは未転造時と差異はなく、転造の有無が硬さに及ぼす影響は認められない⁸⁾．

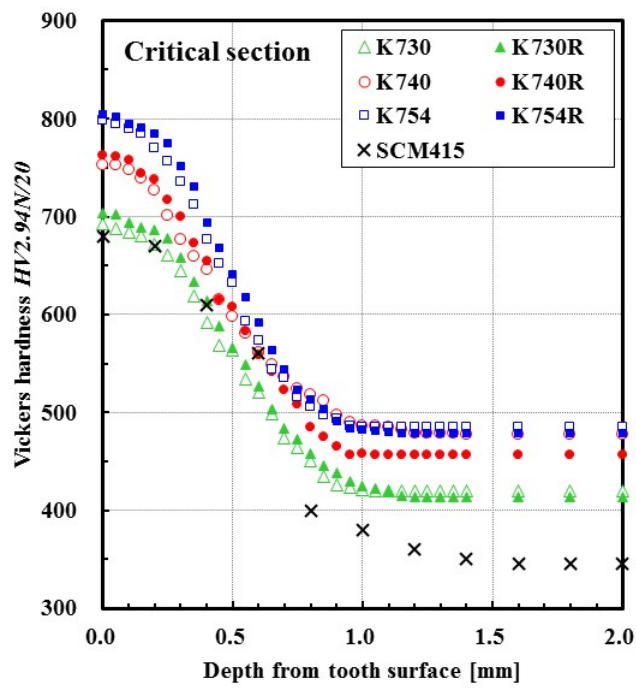
有効浸炭深さ (HV550) は H755, H755R を除く全ての P/M 歯車において約 0.5 mm に達しており、2 章 2.2 節に記載してある各種硬化層の深さの設定値をも満足し、ほぼ設計とおりに処理が行われている¹³⁻¹⁷⁾．H755 と H755R の有効浸炭深さは設計値を大きく越える深い位置まで達しており、過度な浸炭焼入れ条件であったと考えられる．

全浸炭深さは、K 材から製作した密度 7.40 Mg/m^3 以上の P/M 歯車では表面から深さ約 1.0 mm であるが、密度の低い 7.30 Mg/m^3 の歯車 (K730, K730R) は約 1.2 mm の深い位置まで達している．K 材を使用した全ての P/M 歯車は同一の浸炭条件で処理していることから、表面層の空孔率が高い K730 や K730R の全浸炭深さは空孔を通じて浸炭ガスが歯車内部に侵入したために深くなったと考えられる．すなわち、密度 7.30 Mg/m^3 の歯車に内在する空孔は連続した開気孔であると考えられる．H 材から製作した場合は、異なる浸炭条件で処理しているため単純に比較はできないが、全浸炭深さは過度な条件で処理した密度の高い H755, H755R の方が深い位置まで達している¹⁸⁾．

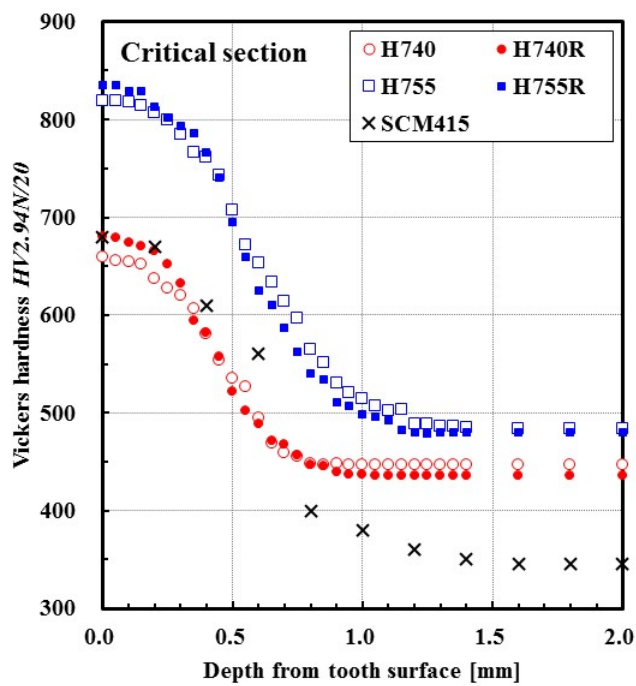
また、表面近傍（表面から深さ約 0.3 mm までの範囲）には、硬さの低下率の小さい領域、つまり硬さが維持される領域が、全ての P/M 歯車において存在し、この領域は密度が高い場合ほど深くまで達している．また、その領域は転造した P/M 歯車において明瞭になっている．

そこで、浸炭による拡散距離 (C の固溶硬化の範囲) を概算する．焼結鋼を空孔の無い (空孔率 0%) 材料として想定し、このとき Fig.2-7 に示す浸炭条件から Fe は A_3 変態している $\gamma\text{-Fe}$ 中への拡散を考慮する．拡散距離は 2 章 2.1 節に記載している Arrhenius の式 (2.1), (2.2) を用いて求めると、K 材の拡散距離は 0.38 mm, H 材のそれは密度 7.40 Mg/m^3 の場合 0.28 mm, 密度 7.55 Mg/m^3 の場合 0.39 mm と算出される．H 材 (H740R と H755R) の表面層は、空孔組織

写真で示しているようにほぼ完全に緻密化されており、算出した拡散距離と硬さの低下率の小さい領域とがほぼ一致している。これに対し、K 材では硬さの低下率の小さい領域は概算した拡散距離よりも浅く、そして密度が低い場合ほど浅くなっている。これは、C の拡散は Fig.2-1 で示しているように他の元素に比べおよそ 10^5 倍速いが、物質でない空孔には拡散できないためであると考えられる。実際 K 材から製作した P/M 歯車は、断面空孔写真から明らかなように表面層の緻密化領域に空孔が残存していることから、表面近傍の最高硬度が維持される領域が小さくなったと考えられる。

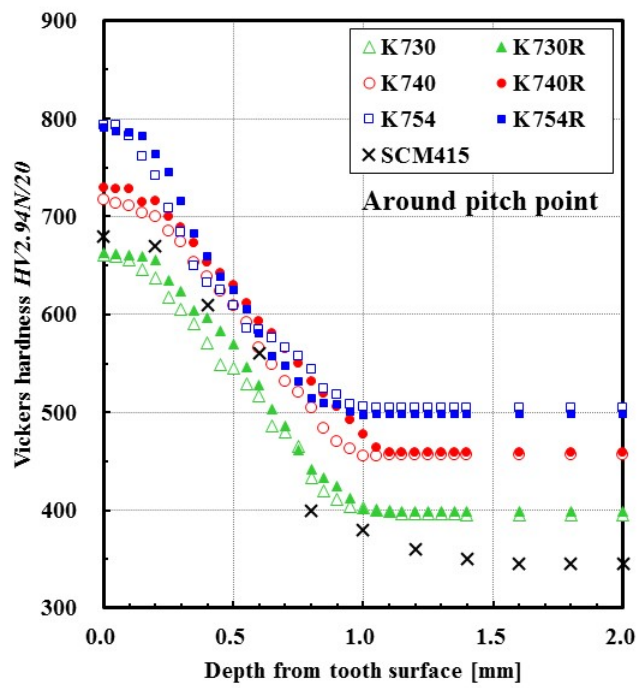


(a) K material

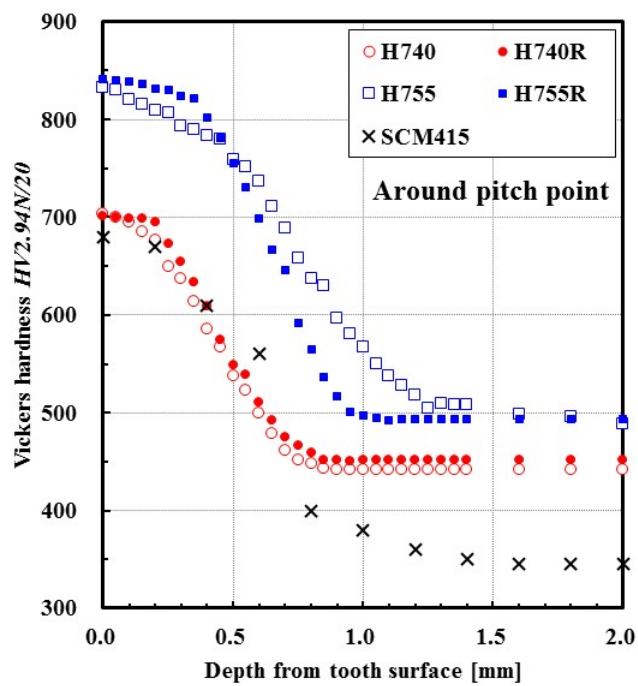


(b) H material

Fig.3-5 Vickers hardness distributions in depth from tooth surface
at critical section of P/M gear specimens



(a) K material



(b) H material

Fig.3-6 Vickers hardness distributions in depth from tooth surface
around pitch point of P/M gear specimens

3.3 曲げ疲労試験結果

K 材, H 材それぞれの素材から製作した全ての P/M 試験歯車について一本歯曲げ疲労試験により得られた S-N 線図を Fig.3-7, Fig.3-8 に各々示す. 縦軸の最弱断面における歯元曲げ実応力 σ_t (以後, 曲げ疲労強度と称す) は 2 章 2.3 節で記した会田・寺内の式を用いて求めた. また, それぞれには 5.0×10^6 時間曲げ疲労限 (以後, 曲げ疲労限と称す) の比較を併記した.

Fig.3-7 より, K 材から製作した未転造 P/M 歯車 (K730, K740, K754) は, 密度が高くなるにつれ曲げ疲労強度と曲げ疲労限は大きくなり, 密度が最も高い K754 のそれは自動車のトランスミッションなど高回転, 高荷重の環境下で使用されている溶製鋼歯車 (SCM415, SCM420) に匹敵する曲げ疲労強度 1.0 GPa (目標値) が得られた^{14, 9)}. 転造した P/M 歯車 (K730R, K740R, K754R) は, いずれも表面層の緻密化によって曲げ疲労強度と曲げ疲労限は向上し, 特に K740R の曲げ疲労強度は 1.3 GPa にまで増大し, SCM415 や高密度な K754R のそれよりも大きくなっている. また, K740R の曲げ疲労限は未転造の K740 に比べて約 60% 向上しており, 表面層の緻密化による強度の向上効果が最も顕著に現れている⁹⁾. これに対し, K730R の曲げ疲労強度は, 転造した K740R や K754R に比べ 30% 以上低く, SCM415 と比べても約 10% 低い, 未転造の K740 よりは高くなっている. K730R の強度が目標とする 1.0 GPa に達しなかったのは, これより密度の高い K740R や K754R に比べ表面層の空孔率が高く, 緻密化の度合いが不十分であったためと考えられる⁹⁾.

Fig.3-8 より, H 材から製作した未転造 P/M 歯車 (H740, H755) の曲げ疲労強度と曲げ疲労限も密度が高い方が大きく, H755 の曲げ疲労強度は目標とした溶製鋼歯車のそれに匹敵する 1.0 GPa の値が得られた. 転造した場合 (H740R, H755R), 曲げ疲労強度は密度に関わらず同等レベルの 1.2 GPa の値が得られ, SCM415 と比べて約 20% 向上している. 特に, H740R は未転造時と比べて約 30% 向上し, 曲げ疲労限の増加率が顕著であることから, H 材を使用した場合も密度 7.40 Mg/m^3 の P/M 歯車において, 表面層の緻密化によって強度の向上効果が得られている¹⁹⁻²¹⁾.

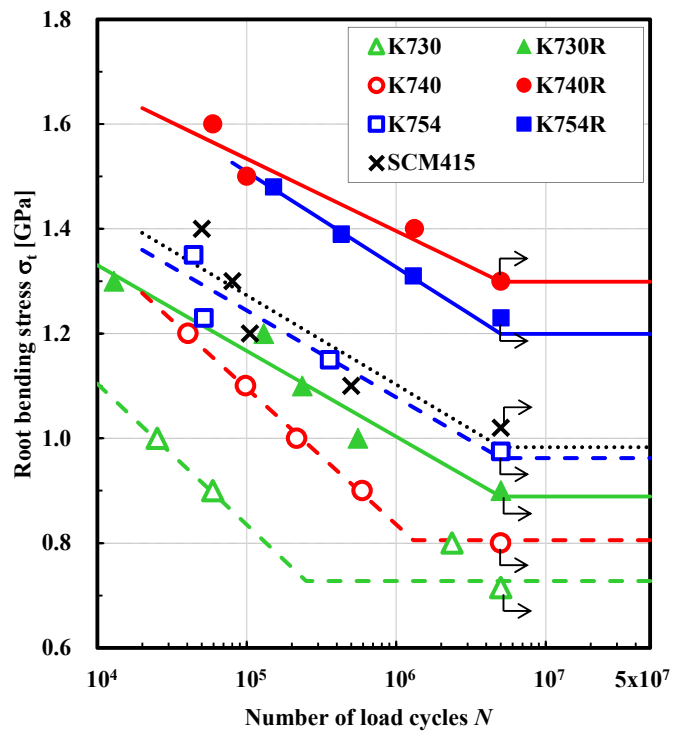
次に, 曲げ疲労限と密度, 転造の有無について詳細に考察する. Fig.3-9 に, K 材から製作した P/M 歯車の曲げ疲労限と密度との関係を, 転造した場合と未

転造の場合とで示す．H 材で製作した歯車は 2 点のみであるため，Fig.3-8 (b) に示す曲げ疲労限にて代替える．未転造の場合，いずれの素材から P/M 歯車を製作しても，密度が高くなるにしたがって曲げ疲労限はほぼこれに比例して増加し，妥当な結果である⁹⁾．

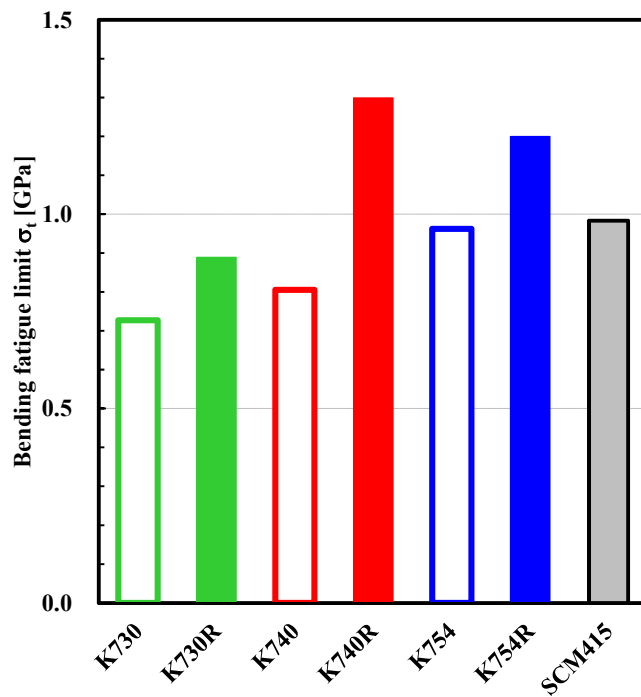
転造した場合，K 材から製作した P/M 歯車の曲げ疲労限は密度に関わらず未転造のそれよりも向上し，K740R において密度の高い K754R を上回っている．これは，K740R の表面層緻密化の度合いが K754R のそれより大きいためである．最も密度の低い K730R の曲げ疲労限は，前述しているように表面層緻密化の度合いが不十分であったため K740R や K754R に比べて 30%以上低く，またこれより空孔率の高い未転造の K754 と比較しても約 8%低い．一般に歯の曲げ疲労強度は，最弱断面近傍最表面層における空孔率と，表面層の圧縮の残留応力に強く依存することが知られている．しかし，K730R の曲げ疲労限が未転造の K754 より低いのは，これ以外に素材の密度が関与していると考えられる⁹⁾．

H 材から製作した P/M 歯車では，転造した H755R は表面層緻密化の度合いが H740R のそれに比べ小さいにも関わらず，各々の曲げ疲労限は同等レベルになっている^{9,12)}．これは，H755R は密度の低い H740R より空孔サイズが大きく，また表面層付近の硬さが大きいことから，H755R は過剰な浸炭による脆化と空孔の切欠き作用により H740R のそれと同等になったと考えられる．Fig.3-10 に，本試験後の歯の破断形状を示す．これは万能投影機を用いて測定を行い，図中には危険断面位置を示す Hofer の 30° 接線を付記してある^{12,21)}．いずれの P/M 歯車も，クラックは危険断面付近から歯の反対側の同付近にかけて伝播しているが，H740R のクラックは凹凸のある湾曲した形状であるのに対し，H755R のそれは凹凸が少なく直線的な形状となっており，脆性材特有のクラックの伝播形態になっている．つまり，H755 や H755R は脆化により曲げ疲労限が向上しなかったと考えられる．

以上により，いずれの素材から製作した P/M 歯車の曲げ疲労強度は密度 7.5 Mg/m³ 以上の歯車に浸炭焼入れを行う，若しくは密度 7.40 Mg/m³ 以上の歯車に転造と浸炭焼入れを行うことによって，溶製鋼歯車の曲げ疲労強度 1.0 GPa に匹敵，又はそれ以上の曲げ疲労強度が得られることを明らかにした．

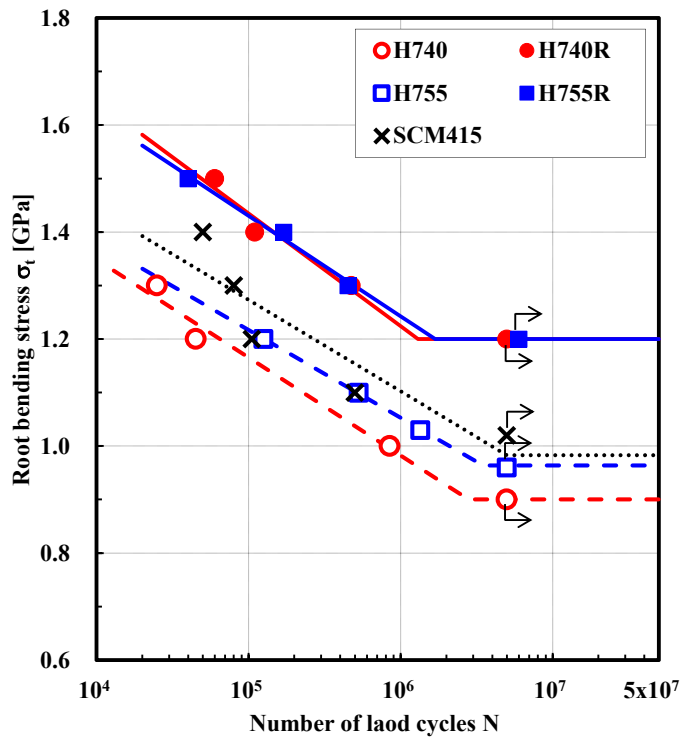


(a) S-N curves

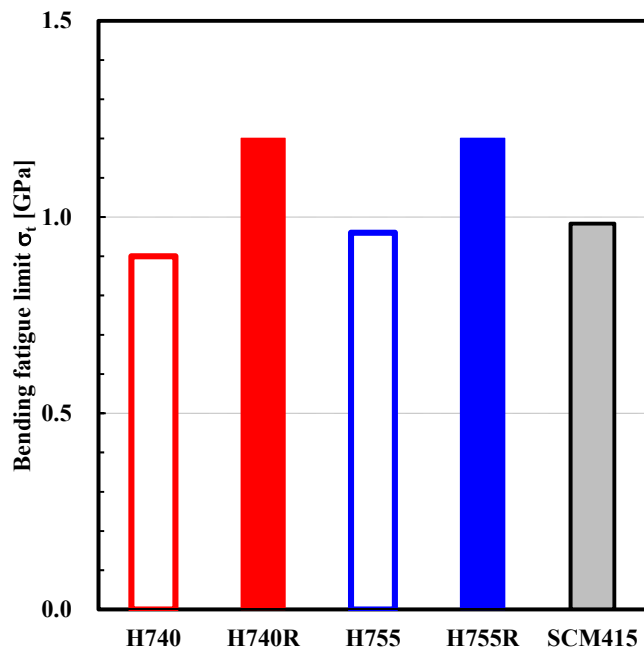


(b) Bending fatigue limit

Fig.3-7 S-N curves of P/M gears made of K material in single tooth bending fatigue test. (a) S-N curves, (b) Bending fatigue limit.



(a) S-N curves



(b) Bending fatigue limit

Fig.3-8 S-N curves of P/M gears made of H material in single tooth bending fatigue test. (a) S-N curves, (b) Bending fatigue limit.

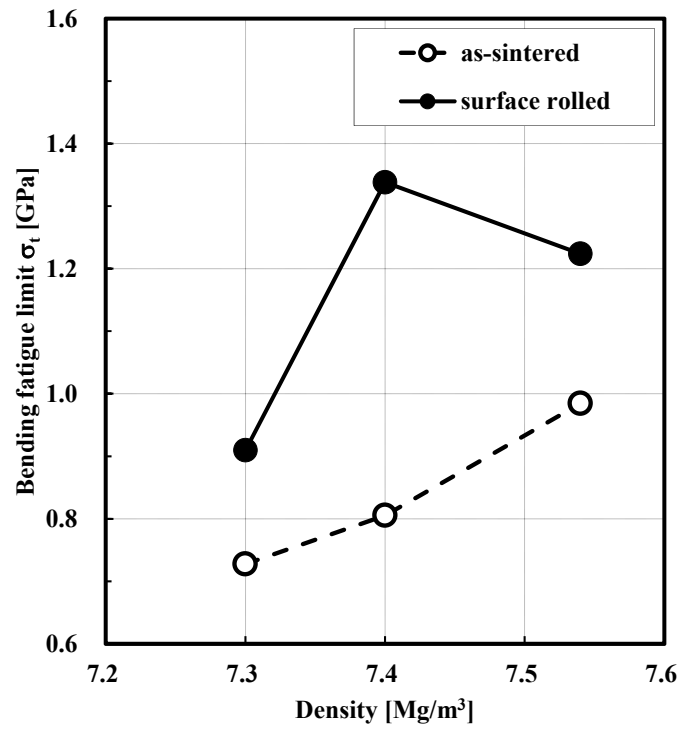


Fig.3-9 Relation between density and bending fatigue limit of P/M gear root fillet made of K material with and without surface-rolling

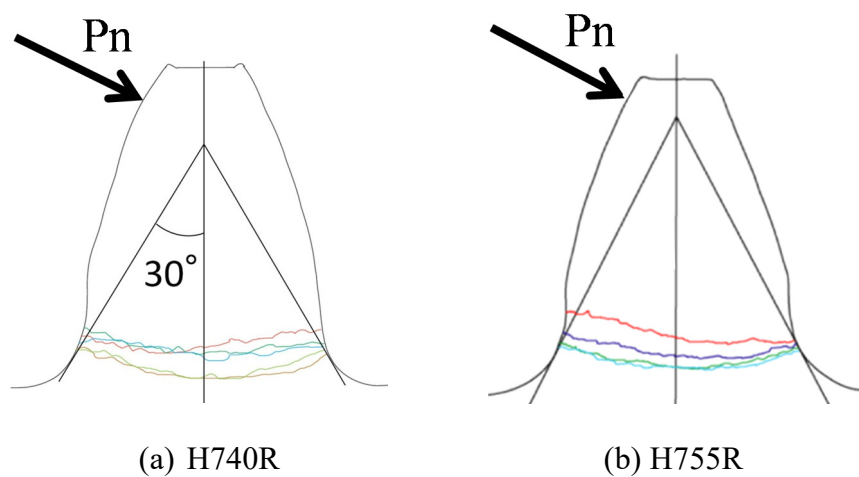


Fig.3-10 Crack propagation profiles of the surface-rolled P/M gears made of H material used single tooth bending fatigue test. (a) H740R, (b) H754R.

3.4 運転試験結果

K 材, H 材それぞれの素材から製作した全ての P/M 試験歯車について, 運転試験により得られた S-N 線図を Fig.3-11, Fig.3-12 に各々示す. また, それぞれには 1.5×10^7 時間面圧疲労限 (以後, 疲労限と称す) を併記した. 縦軸の面圧疲労強度 σ_H (以後, 疲労強度と称す) は Hertz 応力である. この計算に必要な焼結鋼のヤング率は溶製鋼に比べ小さく, また前加工の有無により表面層の空孔率は変化するため正確な値を求めることは困難である. 本研究では, 素材の違いや転造の有無に関わらず焼結鋼の空孔率と縦弾性係数の関係から読み取った材料特性を用いて σ_H を算出した^{4, 19, 22)}. また, ポアソン比は空孔率がヤング率に及ぼす影響比べ小さいため溶製鋼のそれを流用した. Table 3-2 に, 計算に使用した材料特性を記す.

Table 3-2 Young's modulus and Poisson's ratio used the calculation of Hertz's stress

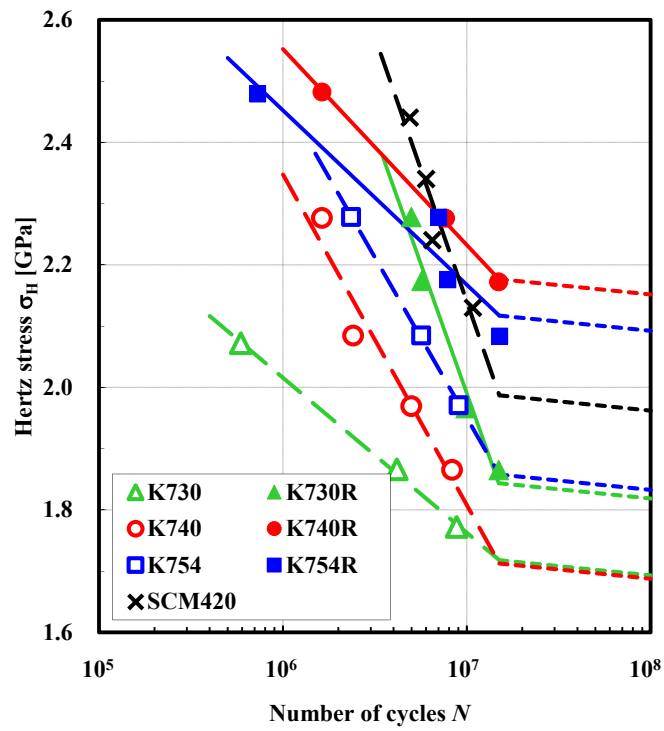
Density [Mg/m ³]	Young's modulus [GPa]	Poisson's ratio
7.3	160	0.29
7.4	170	↑
7.5 <	190	↑

Fig.3-11 より, K 材から製作した場合 K730 と K740 の未転造 P/M 歯車における疲労強度と疲労限は, K 材で製作した全ての P/M 歯車の中で最も低く, 異なる密度であっても同等レベルの値であった. これより K754 の疲労強度は大きい, 目標とした溶製鋼歯車 SCM420 の疲労強度 2.0 GPa に比べて約 7%低い. 一般に, 面圧疲労強度は表面層の硬さと強く関係することが知られている¹³⁾. しかし, 未転造 P/M 歯車の表面層の硬さは密度が高いほど大きく, K730 と K740 の疲労強度が同等レベルになることに矛盾する. 仮に, 密度 7.40 Mg/m³ 以下の P/M 歯車は, 表面層の硬さ以外に素材密度 (空孔率) が関与していると想定した場合, これを根拠とすれば空孔率がおおよそ 5%をしきい値として, 空孔率がこれ以下のとき疲労強度は硬さに関連して向上し, これ以上の場合は表面層の

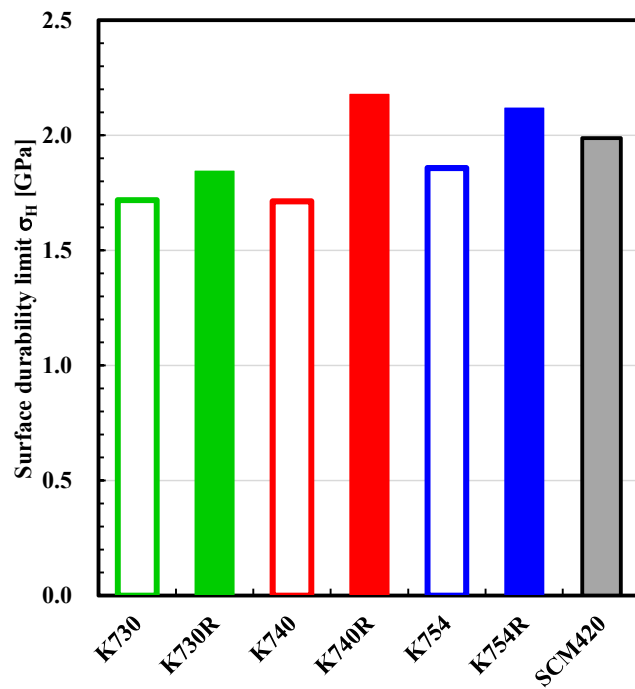
硬さに関係なく低い強度で推移すると推察できる。他方、転造した P/M 歯車 (K730R, K740R, K754R) は、いずれも未転造時に比べ表面層の緻密化によって疲労強度と疲労限は向上している。特に K740R の疲労強度は SCM420 や密度の高い K754R よりも大きく、その値は 2 GPa を大きく超えており、疲労限は未転造の K740 と比べて約 30% 向上し、表面層の緻密化による強度の向上効果が最も顕著に現れている。これに対し、K730R の疲労強度は K740R や K754R のそれと比べて 15% 以上低いが、未転造の K754 のそれと同等レベルにある。先で推察した疲労強度が空孔率にも関与するとすれば、K730R の表面層の空孔率は未転造の K754 のそれと同等レベルにあることから、疲労強度も同等レベルになったと考えられる⁸⁾。

Fig.3-12 より、H 材から製作した未転造 P/M 歯車の疲労強度と疲労限は、溶製鋼歯車 SCM420 の疲労強度 2.0 GPa に比べて、H740 では約 10% 低いが、H755 はそれに匹敵するレベルに達している。転造した H740R, H755R は、いずれも疲労強度と疲労限は未転造時より大きく向上し、SCM420 と比べても約 8% 向上している。特に H740R の疲労強度は目標とした 2 GPa を大きく超えて 2.2 GPa の値が得られ、未転造時と比べても約 30% 向上しており、転造による強度の向上効果が顕著に現れている^{12, 21)}。また、転造した H740R と H755R の疲労強度が同等レベルになった要因は、H755R の表面層の空孔率が僅かに H740R のそれより高いため、H755R の疲労強度が向上しなかったと考えられる。仮に、H755R の表面層緻密化の度合いが H740R のそれと同等レベルに達すれば、H755R の疲労強度は H740R より大きくなると思われる。

以上の結果、K 材から製作する場合、密度 7.40 Mg/m³ 以上の P/M 歯車に転造と浸炭焼入れを行うことで、溶製鋼歯車の面圧疲労強度 2.0 GPa 以上の値が得られた。他方、H 材から製作する P/M 歯車は、密度 7.55 Mg/m³ の歯車に浸炭焼入れを行う、若しくは密度 7.40 Mg/m³ 以上の歯車に転造と浸炭焼入れを行えば、溶製鋼歯車の面圧疲労強度に匹敵、又はそれを超える面圧疲労強度が得られることを明らかにした。



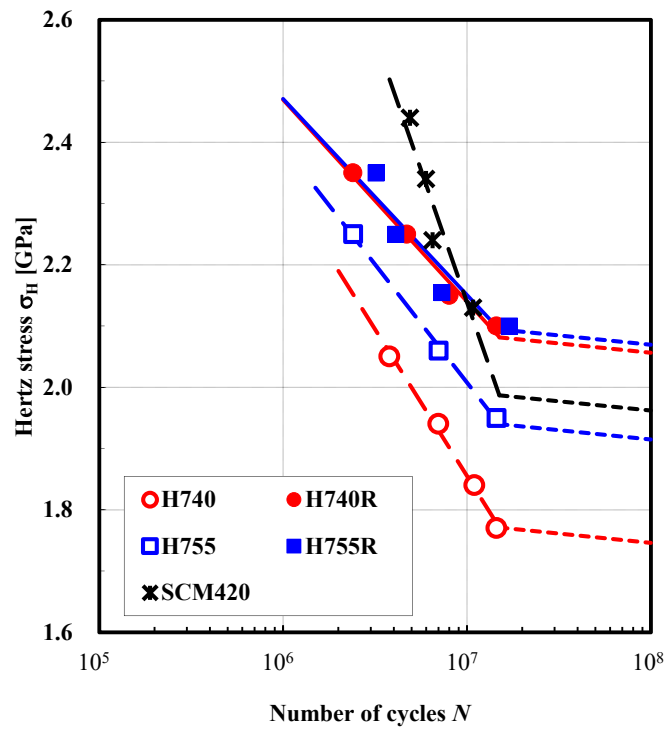
(a) S-N curves



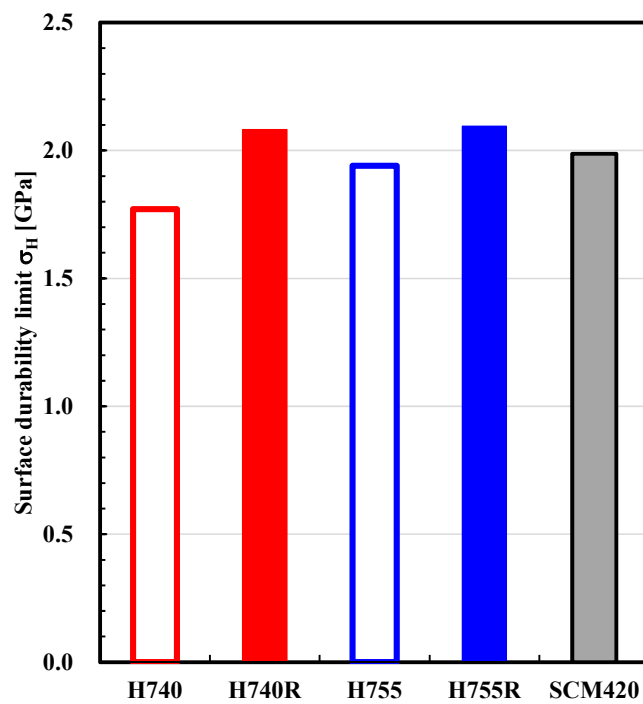
(b) Surface durability limit

Fig.3-11 S-N curves of P/M pinions made of K material in surface durability test.

(a) S-N curves, (b) Surface durability limit.



(a) S-N curves



(b) Surface durability limit

Fig.3-12 S-N curves of P/M pinions made of H material in surface durability test.

(a) S-N curves, (b) Surface durability limit.

3.5 小括

- 1) P/M 歯車の曲げ疲労強度は K 材, H 材いずれの素材から製作した場合も, 密度 7.5 Mg/m^3 以上の浸炭焼入れ P/M 歯車, または転造を施すことを必要条件として密度 7.40 Mg/m^3 以上の浸炭焼入れ P/M 歯車であれば, 従来から使用されている溶製鋼歯車の曲げ疲労強度 1.0 GPa に匹敵, 若しくはそれ以上の曲げ疲労強度が得られる.
- 2) 面圧疲労強度は K 材から製作する場合, 転造した密度 7.40 Mg/m^3 以上の浸炭焼入れ P/M 歯車において溶製鋼歯車の疲労強度 2.0 GPa 以上の値が得られる. 他方, H 材から製作する場合, 密度 7.55 Mg/m^3 の浸炭焼入れ P/M 歯車, 又は転造を施した密度 7.40 Mg/m^3 以上の浸炭焼入れ P/M 歯車であれば, 溶製鋼歯車のそれに匹敵, 若しくはそれを超える面圧疲労強度が得られる.
- 3) 転造を施した浸炭焼入れ P/M 歯車は, いずれの密度も未転造時より表面層の緻密化によって疲労強度は向上する. 特に, 密度 7.40 Mg/m^3 の焼結鋼から製作した歯車は著しい強度の向上効果が得られ, 密度 7.5 Mg/m^3 以上の場合より高い疲労強度が得られる.
- 4) K 材, H 材それぞれのプレアロイ合金鋼粉を焼結した場合, 素材によって異なる焼結性を示し, K 材を使用した場合は比較的低い焼結温度で高密度化が達成でき, 空孔は微細化する.
- 5) K 材, H 材から各々製作した P/M 歯車は, 転造による表面層緻密化の度合いが素材によって異なり, H 材を使用した場合は表面層をほぼ完全に緻密化できる.
- 6) 浸炭焼入れによる硬化層の形成では, 特に表面層の硬さの低下率が小さい範囲において, H 材を使用した場合はアウレニウスの式から硬化層深さを求めることはできるが, K 材を使用した場合は残存する空孔の影響により

その式から求めた深さよりも小さくなる。そして、転造の有無は硬さに影響を及ぼさない。

3.6 参考文献

- 1) 西田智, 吉田眞規, 鈴木浩則, 竹増光家, 小出隆夫:「Ni-Mo 系低合金鋼粉を適用した焼結転造浸炭歯車の特性」, 粉体および粉末冶金, Vol.61, No.6 (2014) 318-323
- 2) 竹増光家, 小出隆夫, 石丸良平, 武田義信, 新仏利仲, 上村大輔, 齋藤一樹, 中村章二:「自動車トランスミッション用 1.5Cr-0.2Mo 焼結合金鋼歯車の表面転造特性と荷重負荷能力」, 粉体および粉末冶金, Vol.57, No.6 (2010) 442-448
- 3) 竹増光家, 小出隆夫, 武田義信, 新仏利仲:「表面転造 Cr-Mo 焼結鋼歯車の精度と強度」, 自動車技術会論文集, Vol.40, No.1 (2009) 181-186
- 4) 竹増光家, 小出隆夫, 武田義信, 新仏利仲, 上村大輔, 齋藤一樹, 中村章二:「1.5Cr-0.2Mo 焼結合金鋼ローラの表面転造特性と面圧疲労強度」, 粉体および粉末冶金, Vol.57, No.6 (2010) 424-429
- 5) R. M. German:「粉末冶金の科学」, 榊内田老鶴圃, (1996) 274-336
- 6) 渡辺龍三:「金属粉の焼結 第 1 回新粉末冶金入門講座テキスト」, (社)粉体粉末冶金協会, (1993) 17-26
- 7) 小岩昌宏, 中嶋英雄:「材料における拡散」, 榊内田老鶴圃, (2009) 163-183
- 8) 永田尊礼, 竹増光家, 小出隆夫, 西田智:「密度の異なる Ni-Mo プレアロイ合金焼結浸炭焼入れ歯車の面圧疲労強度と空孔を考慮した FEM による接触応力解析」粉体および粉末冶金, Vol.63, No.12 (2016) 995-1001
- 9) 永田尊礼, 竹増光家, 小出隆夫, 西田智:「密度の異なる Ni-Mo プレアロイ合金焼結浸炭焼入れ歯車の曲げ疲労強度と空孔を考慮した FEM による歯元曲げ応力解析」粉体および粉末冶金, Vol.63, No.1 (2016) 1-6
- 10) T. Koide, T. Maemori, T. Takemasu, K. Miyachika, C. Namba: “Load Bearing Capacity of Induction-Hardened Rolled Sintered Metal Gears”, International Conference on Manufacturing, Machine Design and Tribology, Proceedings, (2007) CD-ROM
- 11) T. Takemasu, T. Koide, Y. Takeda, D. Kamimura, M. Nakamoto: “Properties of Densification by Load Bearing Capacity of 1.5Cr-0.2Mo

- High Density Sintered Steel Rollers and Gears”, J. Solid Mechanics and Materials Engineering, Vol.5, No.12 (2011) 825-837
- 12) T. Takemasu, T. Koide, Y. Takeda, N. Hirose : “Comparison of Load Bearing Capacities of 1.5Cr-0.2Mo Sintered Steel Gears with Different Densities”, EURO PM2014, Proceedings, (2014) USB
- 13) 吉田 亨 : 「設計技術者のための表面硬化技術」, 日刊工業新聞社, (1971) 67-85
- 14) 日本工業標準調査会 : 「日本工業規格 JIS B 1755 : 1999 (ISO6336-5 : 1999)」
- 15) 吉田 彰 : 「トライボ設計のための転がり疲れ寿命と面圧強さ」, (株)日本理工出版会, (2012) 1-17
- 16) 渡辺 孝一 : 「転がり接触面下の応力」NACHI Technical Report, Vol.14D1, (2007) 1-6
- 17) 河田一喜 : 「本当によくわかる窒化・浸炭・プラズマ CVD (高機能表面改質法の基礎と応用)」, 日刊工業新聞社, (2012) 109-229
- 18) 竹増光家, 仲元雅人, 小出隆夫, 武田義信, 新仏利伸 : 「1.5Cr-0.2Mo 焼結合金鋼ローラの面圧疲労強度 (初期密度, 浸炭焼入れ深さ, 表面転造の影響)」, 粉体および粉末冶金, Vol.60, No.6 (2013) 278-283
- 19) 竹増光家, 小出隆夫, 石丸良平, 武田義信, 新仏利伸, 上村大輔, 齋藤一樹, 中村章二, 「自動車トランスミッション用 1.5Cr-0.2Mo 焼結合金鋼歯車の表面転造特性と荷重負荷能力」, 粉体および粉末冶金, Vol.57, No.6 (2010) 442-448
- 20) 竹増光家, 小出隆夫, 石丸良平, 武田義信, 新仏利伸, 上村大輔, 齋藤一樹, 中村章二 : 「自動車トランスミッション用 1.5Cr-0.2Mo 焼結合金鋼歯車の曲げ疲労強度と衝撃強度」, 粉体および粉末冶金, Vol.57, No.6 (2010) 449-454
- 21) 竹増光家, 仲元雅人, 小出隆夫, 武田義信, 新仏利伸 : 「自動車トランスミッション用 1.5Cr-0.2Mo 焼結合金鋼歯車の荷重負荷能力 (駆動方式, 歯数, 相手歯車の材質, 表面転造の影響)」, 粉体および粉末冶金, Vol.60, No.6 (2013) 271-277

22) 島進:「粉末の成形と加工」, (社) 日本塑性加工学会編, (株) コロナ社, (1991)

4 章 FEM による応力解析方法

歯車の強度設計では、一般に歯の噛合い運動によって歯先に荷重が負荷されたとき歯元に引張り荷重が働く曲げ応力と、動力を伝える被動歯車との噛合い接触で働く歯面の圧縮応力（接触応力）が考慮される．これまで2章で記したように、実験から求められた数多くの係数を加えた設計式を用いて計算が行われているが、近年では有限要素法（FEM）を使用した定性的、定量的な解析が行われるようになってきている．これまでのFEM解析では、溶製鋼のように欠陥のない素材から製作される機械構造部品に対して、その構造や形状で生じる応力分布が求められている¹⁾．そして、焼結鋼のように不特定多数の空孔が多く分散している場合には、計算に必要な材料特性に対して、これが欠陥であると想定した値を付与するに留まっている．このような手法は、素材を区別することなく均質等方性材料として解析が行われるため、空孔そのものが与える影響は構造部品全体の応力分布には反映されず、実際の現象を説明することができないと考えられる²⁻⁴⁾．

本章では、P/M 歯車の曲げ応力解析、接触応力解析において、空孔そのものが与える影響を P/M 歯車全体の応力分布に反映できるように検討した、新たなFEM解析方法を記している．解析は2次元平面ひずみ弾塑性FEMにより行い、このとき歯の塑性変形は荷重伝達能力を失うことに等しいため、弾性域における主応力分布を求めた．メッシングは4節点アイソパラメトリック要素を用いて行った．本研究における新たな試みは、空孔そのものの影響をモデル全体の解析結果に反映させるため、実際に製作した P/M 歯車の空孔組織写真を基に、その空孔の分布やその大きさをモデルに再現して解析したことである．以下に、モデルの作成方法ならびに解析方法について記す．

4.1 歯元曲げ応力解析⁵⁻⁶⁾

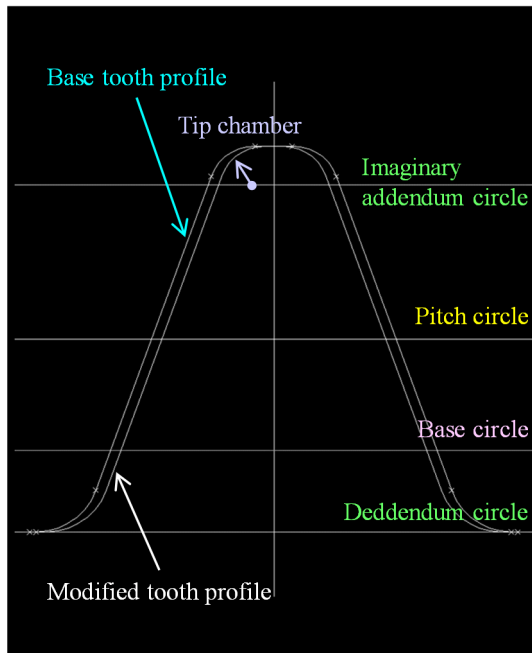
歯車の歯の曲げ強度を向上するには、歯元隅肉部の危険断面付近に生じる応力を低減することが重要である．会田らは歯車の諸元である歯数、圧力角、歯

たけや加工工具の諸元（特にホブ工具等の歯先丸み半径）が曲げ強さに影響を及ぼすことを明らかにし、また隅肉部の曲率半径を大きくとれば危険断面付近に生じる応力集中を緩和できることを報告している⁷⁻⁸⁾。近年では、これを考慮したインボリュート・サイクロイド合成歯車、左右非対称歯車、非円筒歯車、コルヌ歯車など多様な歯形を有した歯車が提案されている。しかし、これらは加工方法や工具管理の面で課題があるほか搭載する製品仕様の制限により実用化された例はほとんどない⁹⁻¹⁰⁾。また、一般的なインボリュート歯車であっても歯車諸元の変更や隅肉部に大きな曲率半径を確保する場合、歯の干渉やかみ合い率などに注意を払う必要があり容易でない。このようなことから、歯車の歯形は曲げ強度に影響を及ぼす重要なファクターであることが理解され、解析を行う上においても歯元隅肉部の形状が解析結果に大きく影響すると言える。そのため、まず歯元曲げ応力解析のモデルは実際に製作した歯車の歯形輪郭線（歯元の曲率部）を再現した。

はじめに歯形輪郭線の作成方法について記す。Table 4-1 に、歯車モデルの諸元を示し、K730 モデルは実際に製作したそれに合わせるため表中カッコ内の諸元とした。モデルの記号は実際に製作した各種 P/M 歯車の歯車記号をそのまま流用している。モデルの歯形輪郭線（インボリュート曲線）は、実際に歯車を製作する場合同様、ホブ或いはラック（基準ラック）の形状をした歯切り工具モデルを被削歯車の歯（解析モデル）と噛合い運動させるシミュレーションによって得ている。Fig.4-1 に、(a) 歯切り工具の概略図、(b) 噛合い運動による

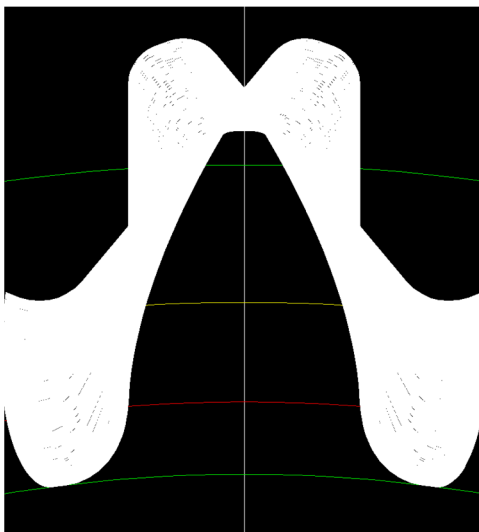
Table 4-1 Characteristic of spur gear model used FEM simulation

Module (mm)	3
Pressure angle (°)	20
Number of teeth	24 (20)
Addendum circle diameter (mm)	ϕ 78.0 (ϕ 66.0)
Dedendum circle diameter (mm)	ϕ 64.5 (ϕ 50.8)

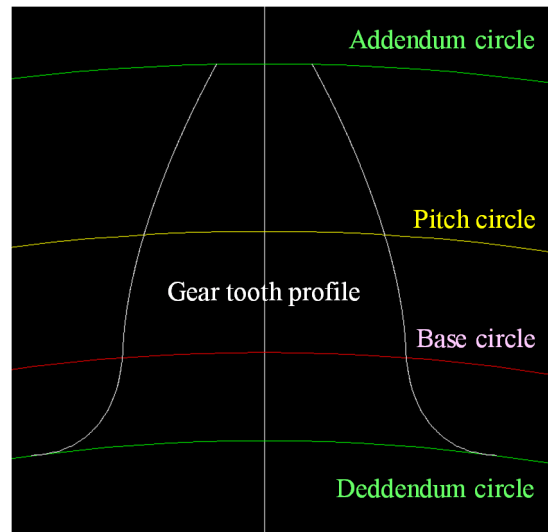


Addendum of tool	3.75 mm
Deddendum of tool	3.75 mm
Tip chamber of tool	1.22 mm
Root chamber of tool	0.90 mm
Amount modified tooth thickness from base profile in tool	0.40 mm

(a) Tooth profile model of gear cutting tool



(b) Locus motion of cutting tool



(c) Representative involute profile of gear tooth

Fig.4-1 Schematic drawing of tooth profile on gear cutting tool model and tool characteristics. (a) Tooth profile model of gear cutting tool, (b) Locus motion of cutting tool, (c) Representative involute profile of gear tooth.

歯切り工具の軌跡，(c) 創成したインボリュート歯形曲線を示す．これにより得られた歯形輪郭線が，実際に製作した P/M 歯車断面写真の歯形，少なくとも歯元隅肉部が重なり合うようにシミュレーションを行う．これが確認された場合，その輪郭線をその試験歯車における曲げ応力解析モデルの歯形輪郭線とし，確認できない場合は Fig.4-1 (a) に示す歯切り工具の諸元（チャンバー，歯厚）を変更して重なり合うまで繰り返し行う．このようにして，曲げ応力解析で使用するモデルの歯形輪郭線を作成し，解析モデルの歯を創成した．

このように創成した歯のモデルに対して，要素分割は歯元隅肉部における Hofer の 30° 接線に基づく最弱断面位置を中心とした領域を細かくメッシングを行う．歯車における歯の折損は最も致命的な損傷形態であり，そのほとんどは歯元の危険断面付近を起点に生じているためである¹⁷⁾．Fig.4-2 に，代表的な解析モデルの全体図と最弱断面近傍領域の拡大図を示す¹⁾，¹²⁾．最弱断面近傍領域は，K 材から製作した歯車を解析する場合，表面層方向 0.7 mm，表面からの深さ 0.5 mm とし，要素サイズは表面層方向 6 ~ 7 μm ，深さ方向 10 μm でメッシングし，H 材のそれは表面層方向 0.7 mm，表面からの深さ 0.8 mm の領域に対して 8 μm 四方の要素サイズでメッシングを行った．素材毎に異なる要素サイズを採用しているが，予めデモ解析により影響のないことを確認している．要素サイズが 12 μm 以下になると最大主応力の極大値 (σ_{1_peak}) に差がなくなり，さらに 8 μm 以下にまで細かくすると最大主応力 (σ_1) の分布形状にも差異がなくなることを確認した．このようにしてメッシングした最弱断面近傍領域の要素数は，K 材モデルではおよそ 5500 要素，H 材モデルではおよそ 9000 要素である．

次に，要素分割した解析モデルに対して空孔を配置する．これまで焼結鋼を解析する場合，空孔の影響は材料特性に対して考慮するに留まっていたため，その周囲に生じる応力集中が求められず，実際の現象を説明することができていない．しかし，解析モデルに予め空孔が存在すれば，この応力集中を求めることができるため，その影響をモデル全体に反映できると考えられる．また，このような空孔を配置したモデルを使用した事例はなく，本研究における新しい試みである．

Fig.4-3 に，未転造 P/M 歯車断面の空孔組織写真およびこの空孔を再現した解

析モデルの該当領域拡大図を示す．空孔の配置は次の手順で行った．予め密度の異なる各未転造 P/M 歯車断面の空孔組織写真を，金属顕微鏡を使用して撮影しておき，これを 2 章 2.3 節に記している組織写真の二値化処理により母相と空孔とを区別する．これと解析モデルの細かく要素分割した最弱断面近傍領域とを対比させ，空孔がひとつの要素の面積率 50%以上を占めていると判定された場合，その要素を空孔要素とする．このように実際の空孔の分布や大きさ，形状を再現する領域は，計算時間短縮のため最弱断面近傍領域に限定する（後述するが，このモデルを緻密化深さ $\delta = 0.0 \text{ mm}$ と称する）．但し，表面からの深さがおよそ $50 \text{ }\mu\text{m}$ の範囲に空孔を配置すると，この影響が強く解析結果に現れるため空孔は配置しなかった．すなわち，この範囲内に空孔が存在すると明らかに空孔に起因した歯の折損の可能性が高まることを意味している．

このようにして構築した各モデルの最弱断面近傍領域に配置した空孔面積率を Table 4-2 に示す．H 材モデルの空孔面積率は，組織写真から求めた未転造 P/M 歯車の平均空孔率に近い値であり，実際の空孔の分布や大きさを再現している．これに対し，K 材モデルのそれは理論密度から算出した空孔率に近い値になっている．これは，3 章 3.1 節で記しているように H 材で観察された空孔は，そのサイズが大きいためモデルに再現する場合の判定が容易であったの

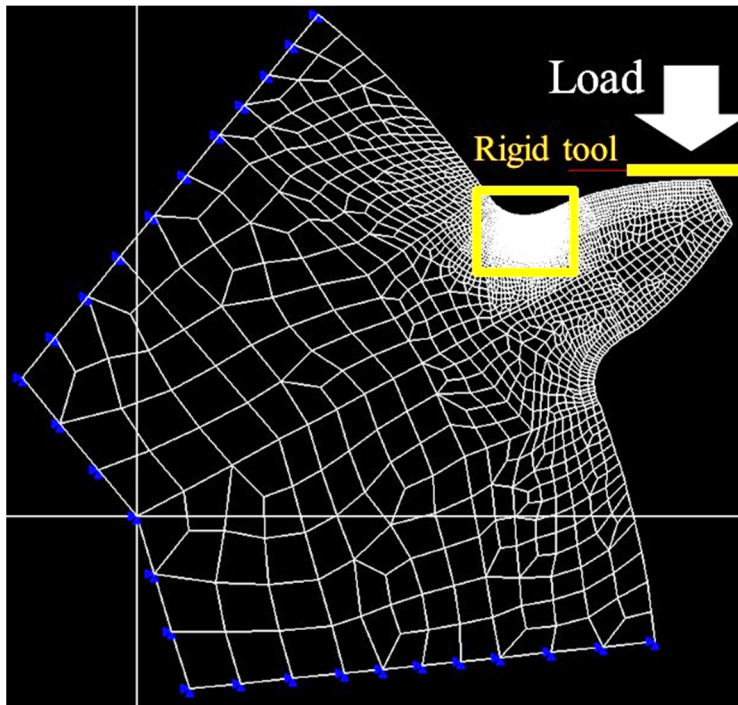
Table 4-2 Area proportion of void at critical section in FEM bending simulation model and porosity calculated from density, that of the as-sintered P/M gear

FEM bending model	H740	H755	K730	K740	K754
Area proportion of void in FEM model ($\delta = 0.0 \text{ mm}$)	6.87%	4.46%	8.35%	6.13%	4.09%
Porosity calculated from theoretical density	5.85%	3.94%	7.48%	6.21%	4.44%
Average porosity of as-sintered P/M gear critical section	6.79%	3.93%	8.22%	5.50%	3.14%

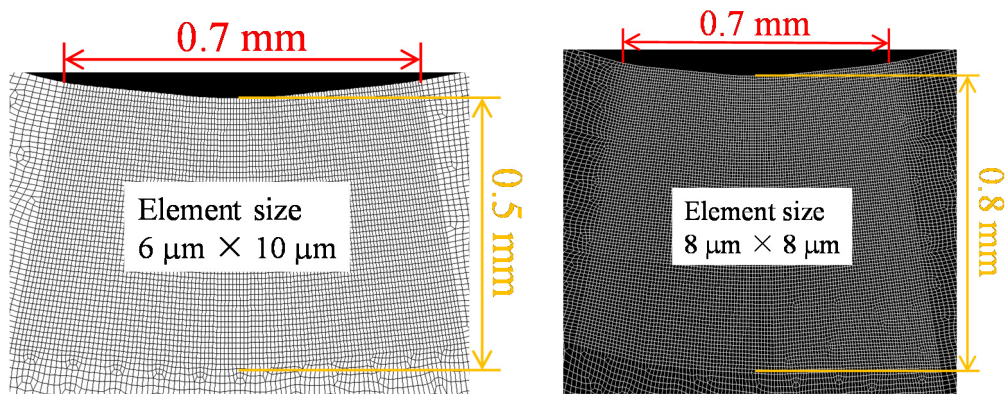
に対し、K 材の K740, K754 は空孔サイズが小さく、その形状を再現することが難しかったことに起因する。空孔サイズの大きい K730 は H 材同様、未転造 P/M 歯車における実際の平均空孔率に近くなっている。このことから素材によって空孔のサイズが異なっていることが分かる。

そして、上記より得られたモデルに対して、表面から一定深さの領域に存在する空孔要素を母相要素に置き換える、つまり空孔を除去することにより転造による表面層の緻密化を表現し、この表面からの深さを緻密化深さ δ と称する。この場合 δ の範囲内にある全ての空孔を完全に除去するため、FEM 解析モデルの表面層は完全な緻密化状態を表現している。Fig.4-4 に、表面層の緻密化を表現した代表的な解析モデルを示す。

以上のように、実際の空孔分布を再現した各種モデルに対して、最弱断面近傍領域の母相要素と空孔要素、この領域以外の要素それぞれに解析に必要な材料特性を付与する。これを空孔要素にも付与する理由は、実際の空孔は局所的に分散していることから、モデルの奥行方向に存在する母相を考慮する必要があるためである。この材料特性（ヤング率、ポアソン比）は後節 4.3 節に記載する方法によって求めた値を、それぞれの要素に付与する。解析は Fig.4-2 (a) で示してあるように、歯車リム部の各節点に対して面法線方向の動きを固定支持し、歯先部に剛体平面を荷重 1 kN に達する（詳細には荷重 1 kN を超えた時点）まで静的に負荷したとき、最弱断面近傍の最表面層に生じる最大主応力 σ_1 を求めた。



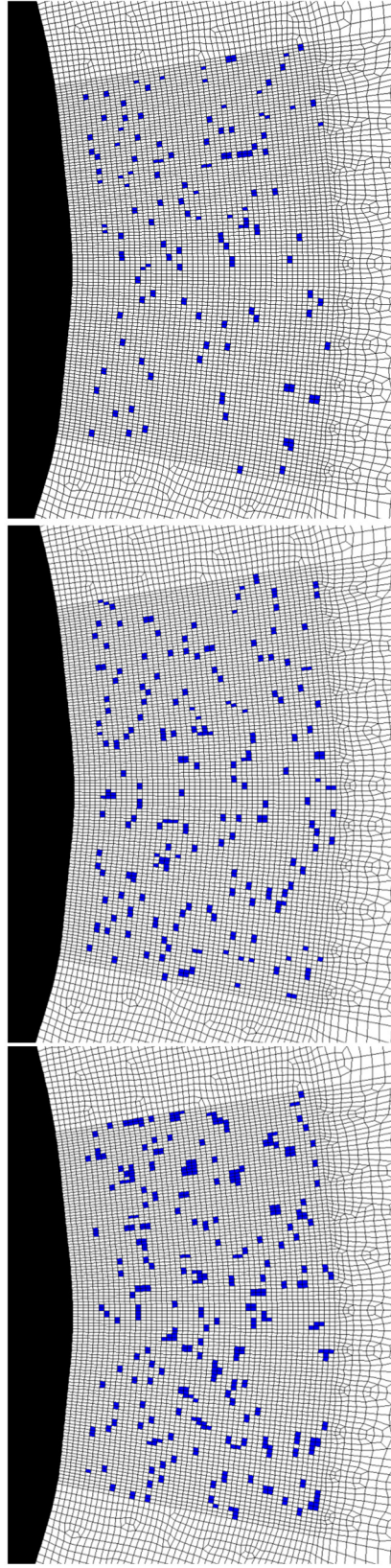
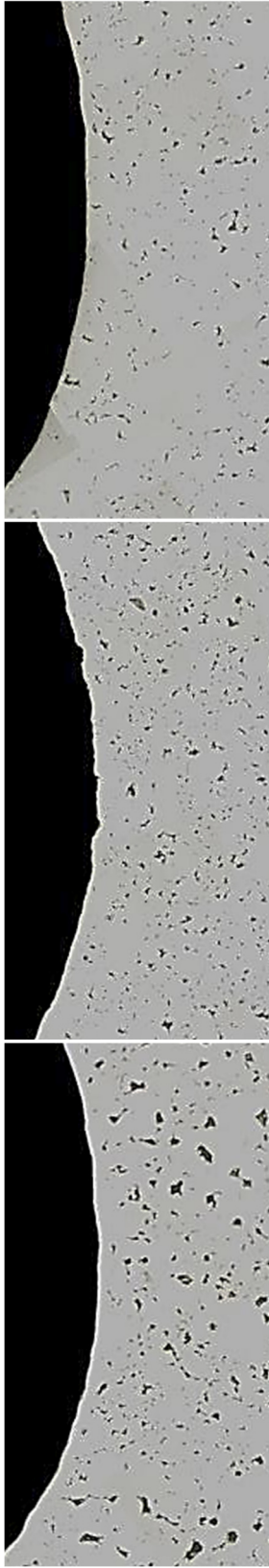
(a) Schematic overview



(b) Critical section enlarged view

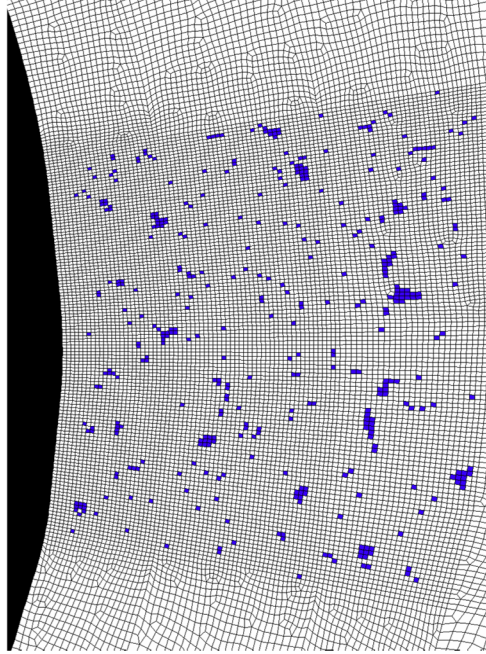
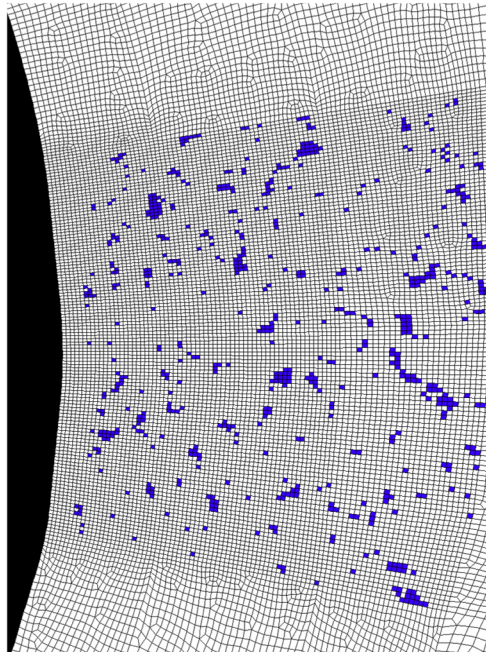
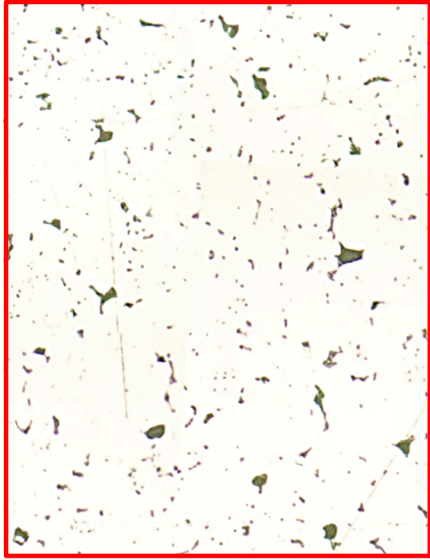
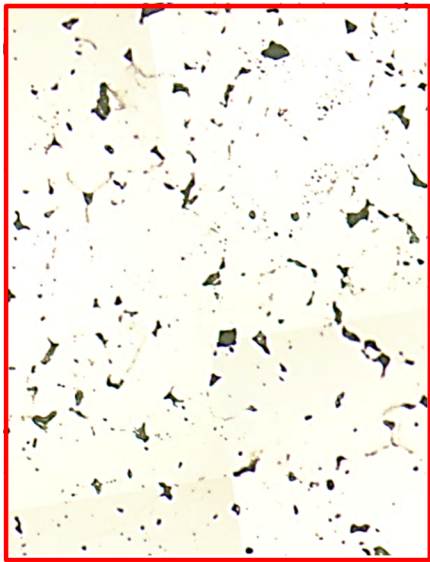
Fig.4-2 Diagram of bending stress simulation model used FEM analysis.

(a) Schematic overview, (b) Critical section enlarged view.



(a) K730 model (b) K740 model (c) K754 model

Fig.4-3 Comparison between the metallographic structure of gear root fillet cross-section and FEM analysis model including voids. White element is the normal matrix phase, blue (full) element is void phase.
(a)(b)(c) K material model, (d)(e) H material model.



(d) H740 model

(e) H755 model

Fig.4-3 Continued

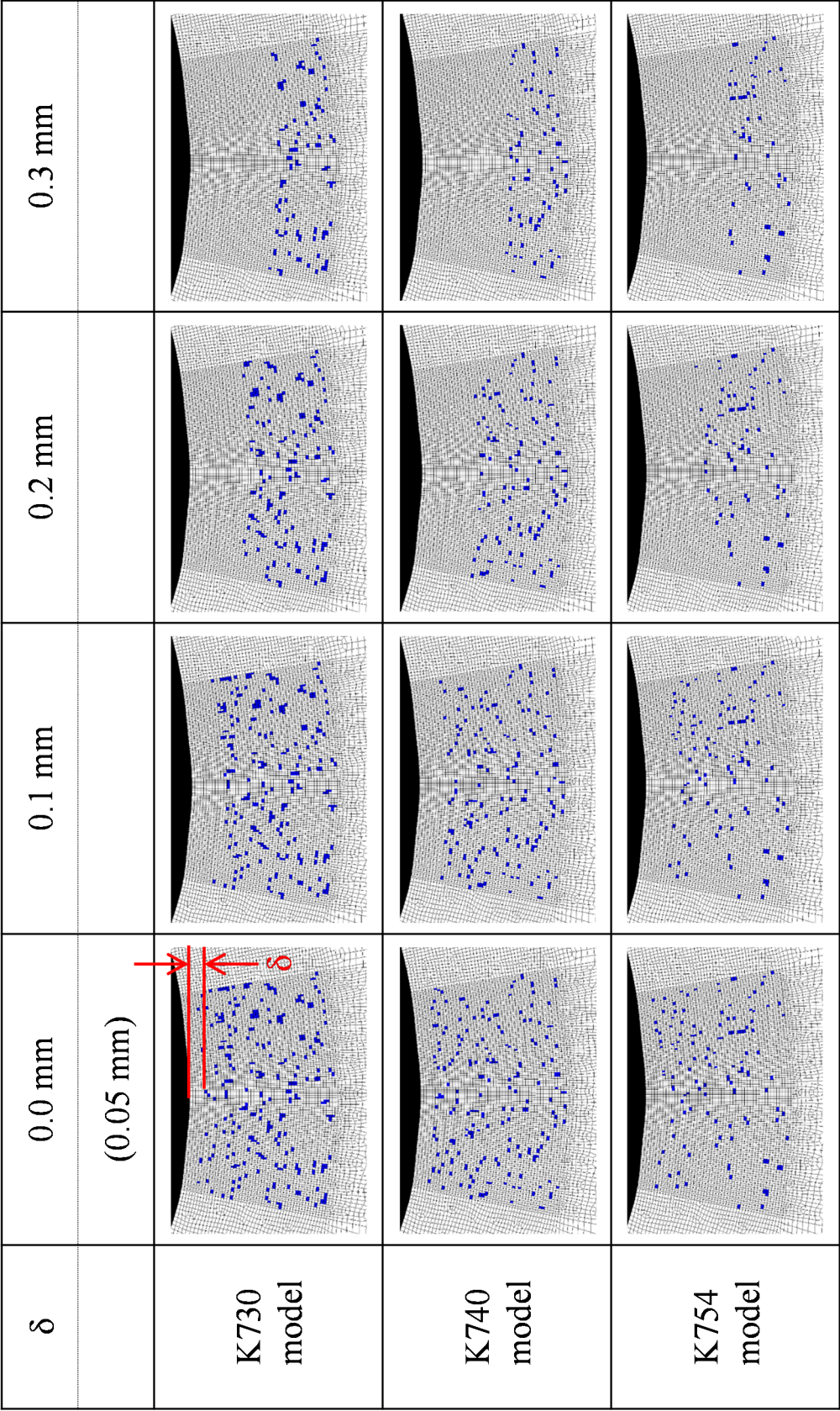


Fig.4-4 Representative FEM analysis model including voids for the different of fully densified depth δ at gear root fillet. White element is the normal matrix phase, blue (full) element is void phase.

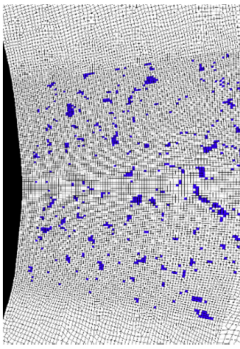
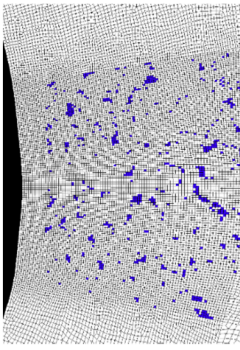
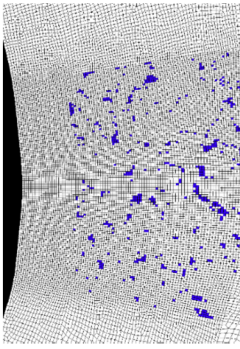
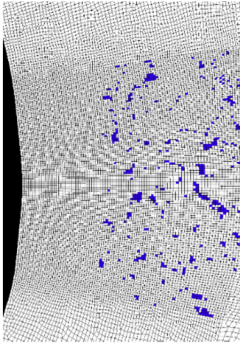
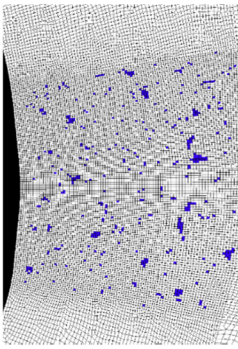
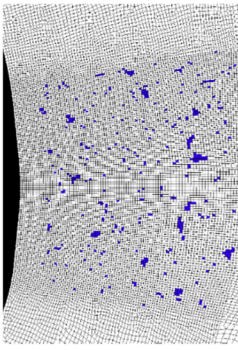
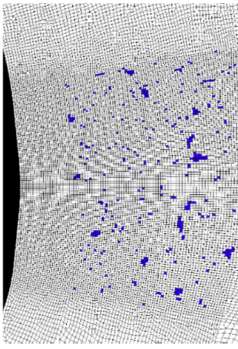
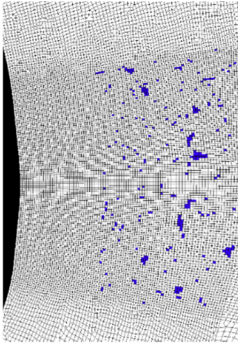
δ	0.0 mm (0.048 mm)	0.1 mm (0.096 mm)	0.2 mm	0.3 mm (0.304 mm)
H740 model				
H755 model				

Fig.4-4 Continued

4.2 接触応力解析¹³⁻¹⁴⁾

歯車の強度設計では、前節で記している歯元の曲げ応力による折損する場合のほか接触応力によって歯面が損傷する場合を考慮する必要がある¹⁵⁾。一般に、鋼から製作される歯車の強度計算を行うと、曲げ強度より面圧強度の許容値の方が高くなり、面圧強度に合わせた素材を選定することが多い¹⁶⁾。損傷形態にはピッチング、スポーリング、アブレッシブ磨耗、フロスティング、リッジングなどがあり¹⁶⁻¹⁸⁾、このうちピッチングは最も頻繁に生じる代表的な損傷形態として挙げられ、平歯車の場合その多くは一歯噛み合いとなるピッチ点近傍（少し歯元寄り）で発生することが知られている^{4,18)}。

ここで、歯車の噛み合いについて記す。歯車が動力を連続的に滑らかに伝達するには、歯車は等速回転運動しながら歯の接触が保たれていなければならない、平歯車の場合一对の歯の噛み合いが終わらないうちに次の一对の歯が噛み合い始めなければならない^{16,19)}。これを満足する曲線にはサイクロイド曲線とインボリュート曲線の2種類があり、今日ではホブ加工が可能なインボリュート曲線の歯形を要した歯車が大勢を占めている。そのため、本研究でもインボリュート歯車を対象としている。

Fig.4-5 に、半径 r_g の基礎円に巻かれた糸が展開された概要を示す（この概要をインボリュートカムと称する）。インボリュート曲線は、基礎円に糸を巻き付け、その糸を角度 θ だけ展開すると先端は点 Q から点 Q' まで動き、この先端が描く軌跡のことを指す。このインボリュートカムをひとつとして、駆動側と被動側ふたつをインボリュート曲線上の点で接触する場合を想定すると Fig.4-6 のようになる。駆動側のインボリュートカムが基礎円の中心 O のまわりを角度 $d\theta$ だけ回転する場合、接触点が移動する距離 dL は次式 (4.1) で表される。

$$dL = r_{g1} d\theta_1 = r_{g2} d\theta_2 \quad (4.1)$$

角度 $d\theta$ だけ回転させるのに時間 dt だけ要したとすれば、次式 (4.2) のように書き換えることができる。

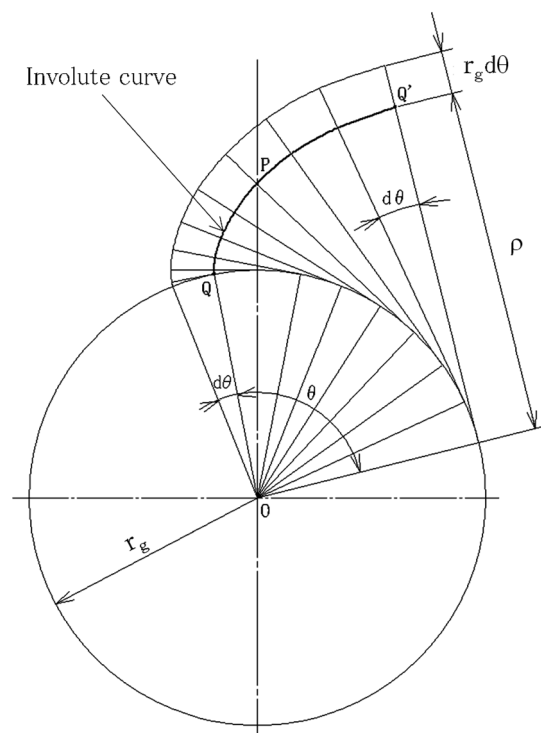


Fig.4-5 Schematic diagram of an involute curve

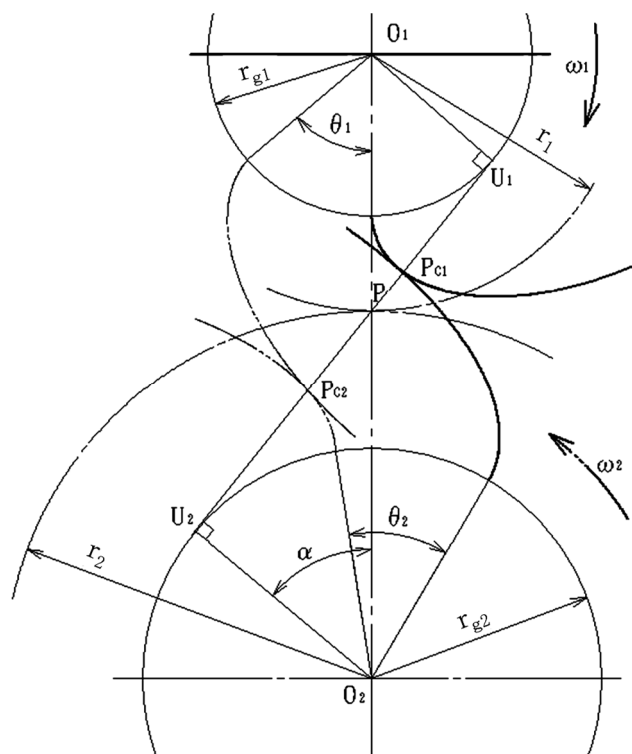


Fig.4-6 Schematic diagram of contact at two involute cams

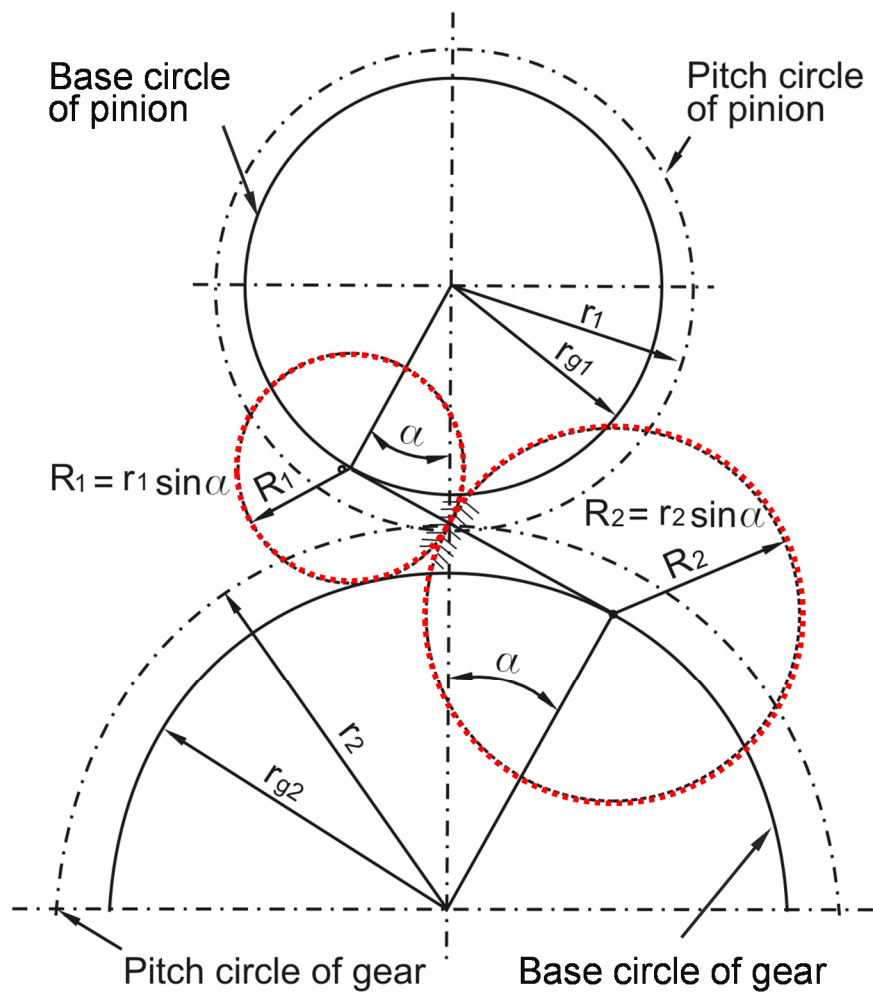


Fig.4-7 Schematic drawing of contact between gear and pinion at pitch point

$$\frac{dL}{dt} = r_{g1} \frac{d\theta_1}{dt} = r_{g2} \frac{d\theta_2}{dt} = r_{g1}\omega_1 = r_{g2}\omega_2 \quad (4.2)$$

これは、基礎円が一定の角速度 $\omega = d\theta/dt$ で回転すれば、インボリュート曲線上の接触点は $r_g\omega$ の等速度で移動することを表している。つまり、このふたつのインボリュートカムは常に双方の基礎円の共通接線上にあることを示しており、このことから接触点における被動歯車のインボリュート歯形は、その接触点における法線が基礎円に接する点（歯形の曲率半径の中心）を中心とする円と置き換えることができる¹⁹⁻²⁰⁾。したがって、一对の歯車の噛合いは Fig.4-7 に示すような噛合いピッチ点において相当曲率半径をもった二円筒の接触に置き換えることができる¹⁸⁾。

本研究では、P/M 小歯車を弾性円筒体とし、相手溶製鋼大歯車の円筒体は接触域が非常に狭いため剛体平面に置き換え、Fig.4-8 に示す純転がり接触となるピッチ点を想定した簡略化したモデルを作成して接触応力解析を行った。円筒体は対称性を考慮して 1/4 モデルで作成し、円筒垂直対称軸から幅 0.5 mm、表面接触点から深さ 1.0 mm の範囲（特性領域）を 4 μm 四方の細かい要素でメッシングを行う。これにより、特性領域の要素数はおよそ 31250 要素であった。また、付帯的なことを挙げれば、各節点座標を有効数字 8 桁で設定すると表面接触点付近の応力分布に変曲点が現れてしまい、Hertz の弾性接触理論から求まる滑らかな半楕円形状の応力分布が得られなかった。そのため、本研究では、有効数字 14 桁の詳細な座標設定を行っている。

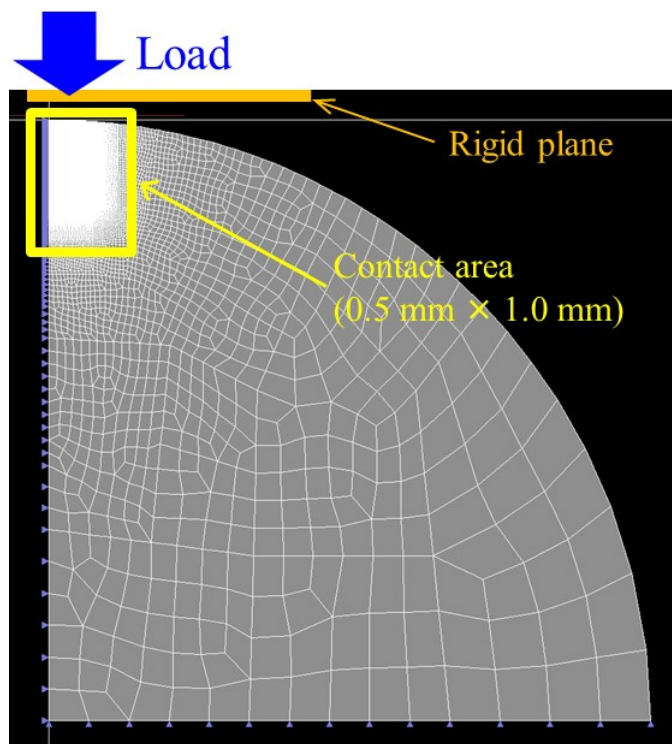
次に、モデルへの空孔の配置は 4.1 節同様の方法で行う。製作した未転造 P/M 歯車の空孔組織写真を基に、これをモデルの特性領域と対比させ、実際の空孔分布や大きさをモデルに再現する。空孔を配置する領域は計算時間短縮のため、細かく要素分割した特性領域に限定する。但し、円筒垂直対称軸から幅 20 μm 、表面接触点から深さ約 50 μm の範囲に空孔が存在すると、この影響が強くなり現れてしまうため、この範囲には空孔を配置しなかった（このモデルを緻密化深さ $\delta = 0.0 \text{ mm}$ と称す）。Table 4-3 に、各モデルの特性領域に配置した空孔の面積率を示す。接触応力解析で使用するモデルは、素材に関わらず密度 7.5 Mg/m^3

以上は平均空孔率に近い面積率で作成されており，実際の空孔分布を再現している．しかし，密度 7.40 Mg/m^3 は理論密度から算出した空孔率に近く，これよりも密度 7.30 Mg/m^3 の面積率は非常に大きくなっている．接触応力解析モデルは，前節の曲げ応力解析モデルに比べ，特性領域における要素サイズが細かいために，判定が困難な境界部分が多くなったためである．

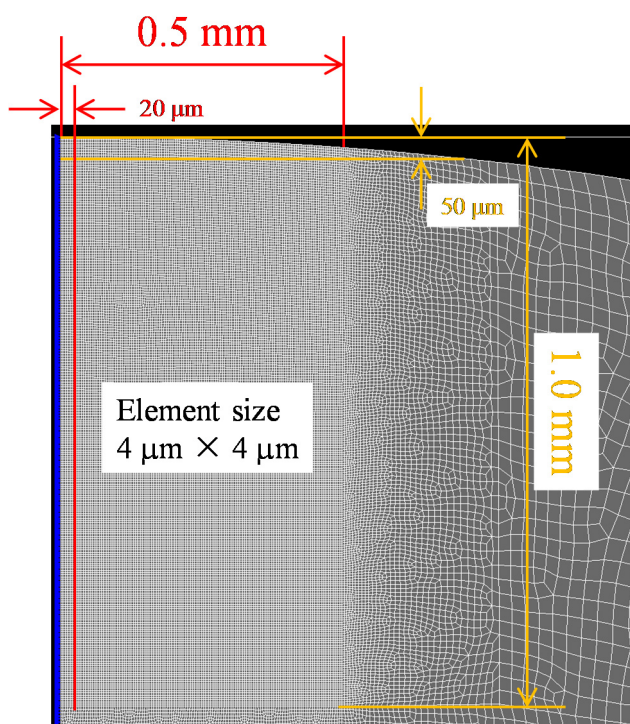
Table 4-3 Area proportion of void around pitch point in FEM contacting simulation model and porosity calculated from density, that of the as-sintered P/M gear

FEM contacting model	H740	H755	K730	K740	K754
Area proportion of void In FEM model ($\delta = 0.0 \text{ mm}$)	5.60%	4.57%	9.39%	6.66%	3.96%
Porosity calculated from theoretical density	5.85%	3.94%	7.48%	6.21%	4.44%
Average porosity of as-sintered P/M gear critical section	7.44%	4.40%	7.40%	5.46%	3.80%

このようにして作成したモデルに対して，表面から特定深さの領域（緻密化深さ $\delta = 0.1 \text{ mm}$, 0.2 mm , 0.3 mm ）に存在する空孔要素を母相要素に置き換えることにより，転造による表面層の緻密化を表現したモデルを構築した．Fig.4-9 に，本研究で構築した各種モデルの組織写真および空孔を再現したモデルの特性領域拡大図を示す．モデルの特性領域の母相要素と空孔要素，この領域以外の要素それぞれに後節 4.3 節に記載する方法によって求めた材料特性を付与する．そして，Fig.4-8 (a) に示してあるように円筒体モデルの全境界節点の面法線方向の動きを固定支持して接触応力解析を行う．解析は，剛体平面を円筒体モデルに規定荷重（その時点の垂直応力のピーク値は約 2 GPa ）に達するまで静的に押し込んだとき，接触点から垂直対称軸に生じる最大（主）せん断応力 τ_1 を求めた．



(a) Schematic overview



(b) Contact area enlarged view

Fig.4-8 Diagram of contact stress simulation model used FEM analysis.

(a) Schematic overview, (b) Contact area enlarged view.

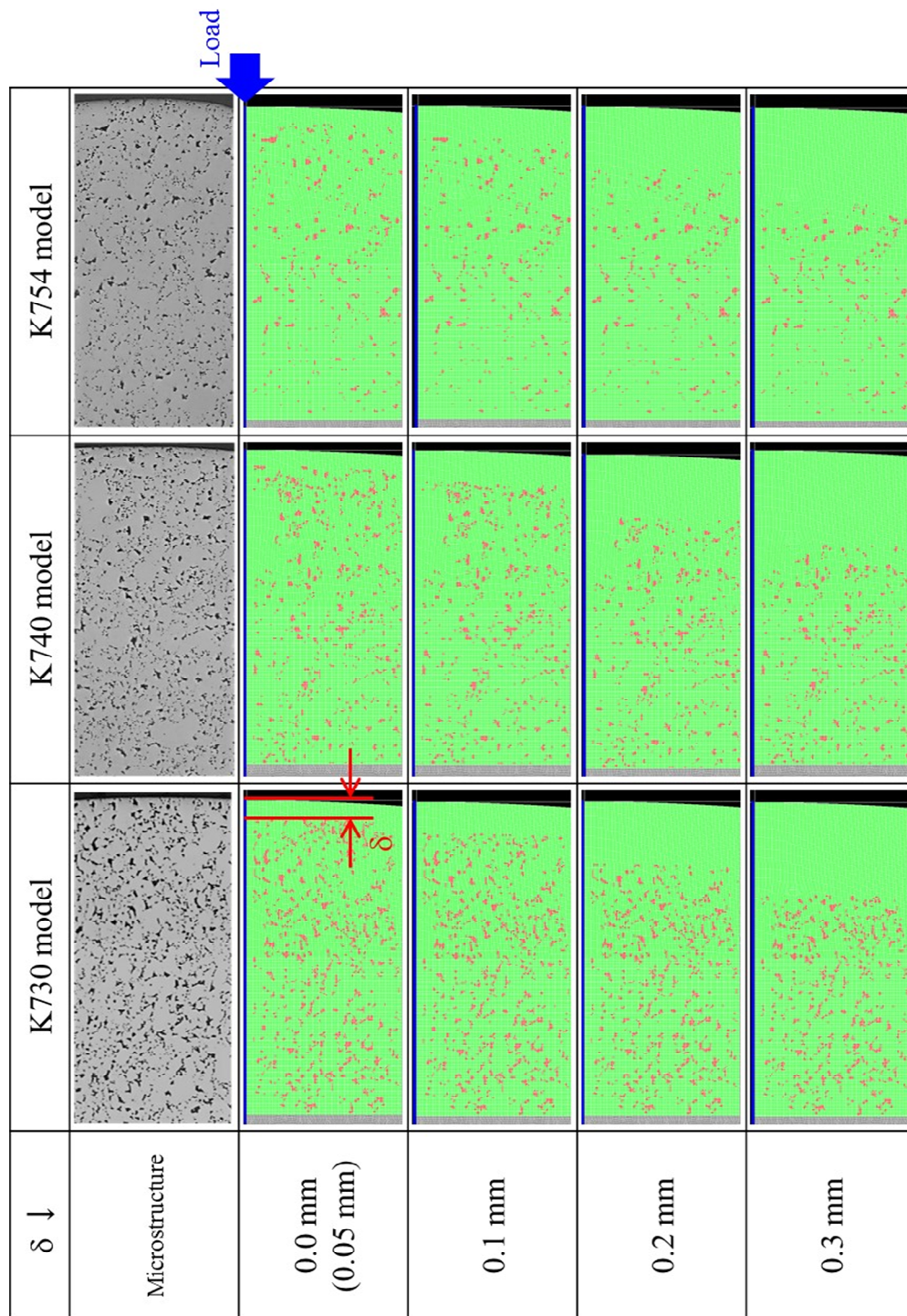


Fig.4-9 Representative FEM contacting analysis model including voids for the different of fully densified depth δ .
Green element is the normal matrix phase, red (full) element is void phase.

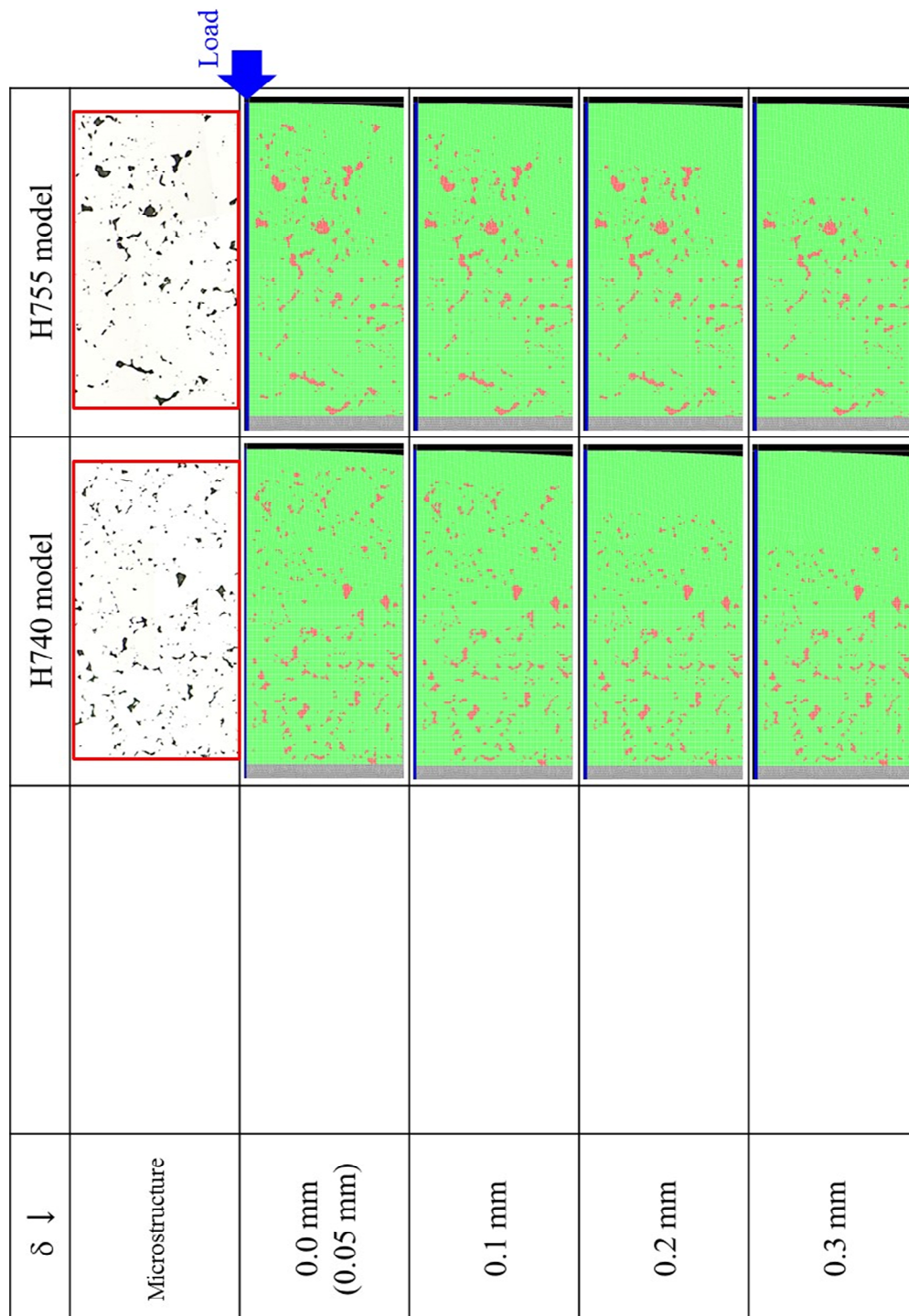


Fig.4-9 Continued

4.3 材料特性の算出

不特定多数の空孔が含まれている焼結鋼の強度は、密度あるいは空孔率と強い相関関係を示すことが知られている。しかし、同等の密度や空孔率を持った焼結鋼であっても、内在する空孔は原料粉末や製法、製作条件によって、その大きさや形状、分布に違いがあるため、これだけで焼結鋼を評価することは適当でない²¹⁾。他方、材料特性のひとつであるヤング率は、合金元素や製作条件にほとんど依存せず、内部構造に敏感であることから焼結鋼を評価する指標にすることは有効である²¹⁻²²⁾。これまで焼結鋼におけるヤング率と空孔率との定量的な関係が実験から数多く提案されているが、空孔の大きさや形状、分布によって変化する実験定数を求めなければならないことが課題である。

本研究では、焼結鋼が理想状態にあると仮定した Mackenzie の理論²³⁾を用いてヤング率を求めた。この理論は、焼結鋼に内在する空孔形状が完全な球である均質等方性材料とした理想的な状態にあることを前提としている。これにより、空孔率 ε を有した焼結鋼のヤング率 E は次式 (4.3) により与えられる。

$$\frac{E}{E_0} = 1 - \varepsilon \left\{ \frac{3(1 - \nu_0)(5\nu_0 + 9)}{2(7 - 5\nu_0)} \right\} \quad (4.3)$$

ここで、 E_0 , ν_0 : 鋼のヤング率およびポアソン比であり、H 材を解析する場合には Cr-Mo 溶製鋼、K 材を解析する場合は Ni-Cr-Mo 溶製鋼の材料特性をそれぞれ採用した²⁴⁾。

解析に必要な材料特性は FEM による単純引張り試験から求め、以下の手順で行った。引張り試験モデルは対称性を考慮して、4 μm 四方の要素でメッシングした水平方向 1.0 mm、垂直方向 3.0 mm の直方体 1/4 モデルとし、直方体モデルの全境界節点は面法線方向の動きを固定支持する。

はじめ空孔率 ε の焼結鋼が理想状態にあると仮定したときの応力-ひずみ線図 (S' - S' 線図) を求め、これを基準とする。付与する材料特性は、理想状態にある空孔率 ε を有した焼結鋼のヤング率 E を式 (4.3) より算出し、ポアソン比 ν_0 は空孔率がヤング率に及ぼす影響に比べ小さいため、溶製鋼のポアソン比 ν_0 を

そのまま使用する．これをモデルの全要素に付与し，直方体モデルの垂直方向に引張り荷重を加えたときの弾性域における $S'-S'$ 線図（基準）を求める．Table 4-4 に，得られた $S'-S'$ 線図（ひずみの範囲：0.0001～0.001）から算出した回帰直線を示す．また，ここで求めた E ， v_0 は空孔率 ε をもった理想状態にある焼結鋼の材料特性であることから，解析モデルにおける細かく要素分割した領域以外の材料特性として使用する．

Table 4-4 Regression line of tensile $S'-S'$ curve
in elastic range used Mackenzie's theory

Material	Porosity set the Mackenzie's theory	Regression line of $S'-S'$ curve (MPa)
H	7.88%	Stress = 3.647 + 5725838 * Strain ($R^2 = 1$)
	6.81%	Stress = 3.739 + 5871015 * Strain ($R^2 = 1$)
	5.81%	Stress = 3.827 + 6007240 * Strain ($R^2 = 1$)
K	7.88%	Stress = 3.658 + 5731399 * Strain ($R^2 = 1$)
	6.81%	Stress = 3.751 + 5876753 * Strain ($R^2 = 1$)
	5.81%	Stress = 3.838 + 6013153 * Strain ($R^2 = 1$)

次に，4.1 節の最弱断面近傍領域，4.2 節の特性領域における空孔要素に付与するヤング率を求める．この場合も 4.1 節に記載した同様の方法で，実際に製作した P/M 歯車の空孔組織写真を基に，空孔を引張り試験モデルに対して配置した．Fig.4-10 に，空孔を配置した引張り試験モデルを示す．これらモデルに対して，母相要素に溶製鋼のヤング率 E_0 ，空孔要素のそれに任意の値 E' ，ポアソン比 v_0 は全要素に溶製鋼のそれを付与し，モデルの垂直方向に引張り荷重を加えたときの $S-S$ 線図を求める．この $S-S$ 線図は，実際に存在する空孔の分布や大きさ，形状が再現された焼結鋼の応力線図に相当する．この弾性域における回帰直線が，Table 4-4 に示す理想状態にある焼結鋼の $S'-S'$ 線図（基準）

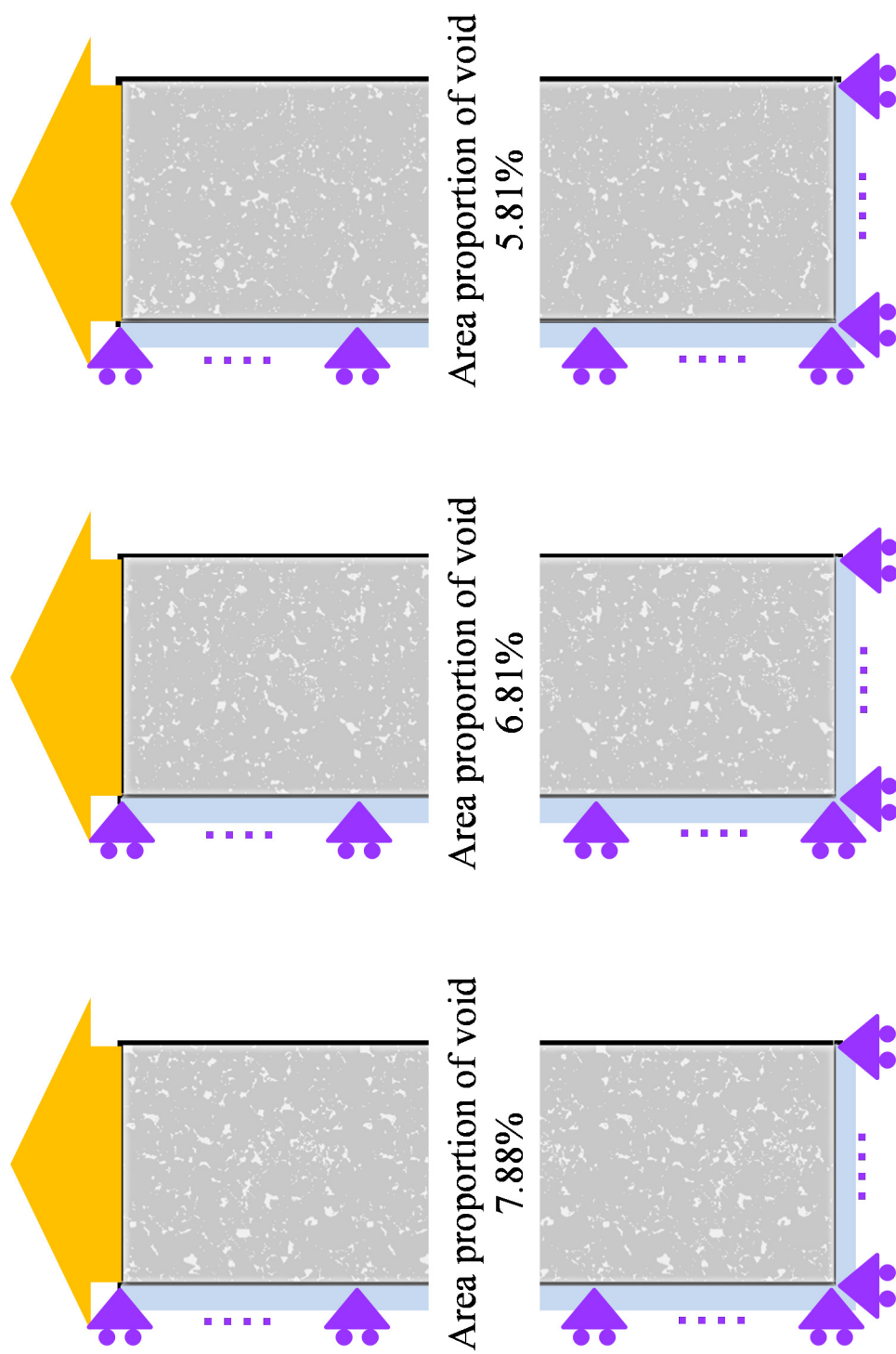
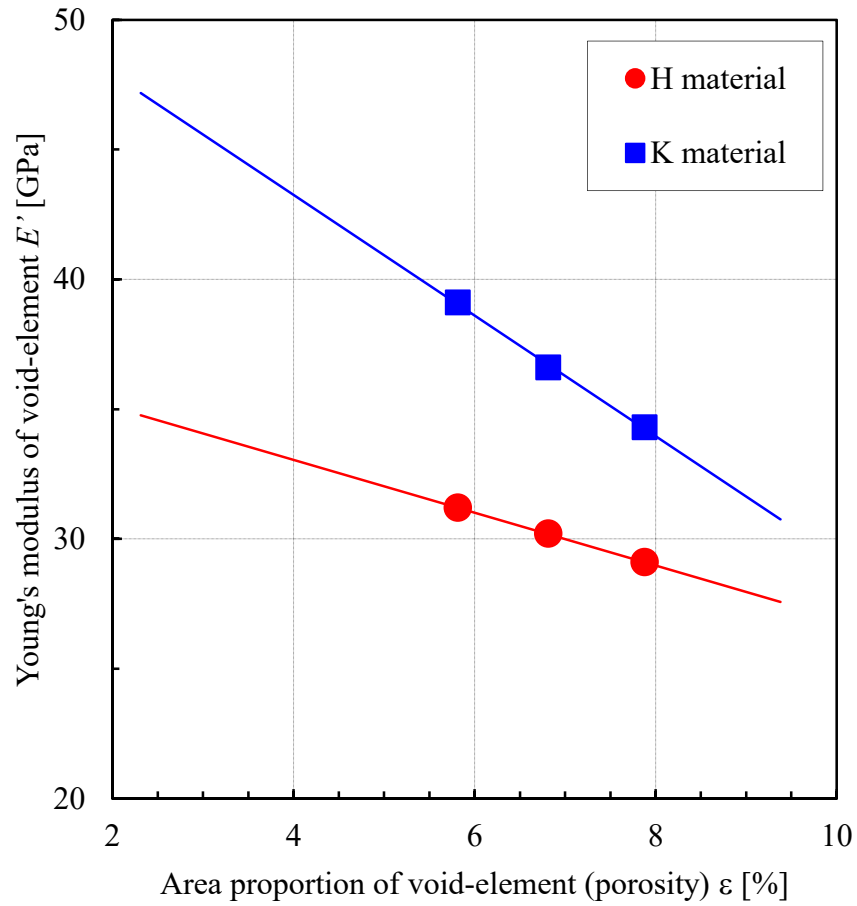


Fig.4-10 The 1/4-model including voids used FEM tensile analysis



Regression line of K material :

$$E' = 52.552 - 2.3238\epsilon \quad (R^2 = 1)$$

Regression line of H material :

$$E' = 37.123 - 1.0176\epsilon \quad (R^2 = 1)$$

Fig.4-11 Relation between Young's modulus of void-element and porosity by FEM tensile simulation.

の回帰直線とほぼ合致するとき、任意に定めた E' をその空孔率における空孔要素のヤング率に設定する。得られた ε と E' との関係を Fig.4-11 に示す。

本研究の応力解析では、このようにして求めた空孔要素のヤング率 E' 、最弱断面近傍領域ならびに特性領域（接触領域近傍）における母相要素のそれには溶製鋼の E_0 、この領域以外の要素には式（4.3）より算出した E を付与した。ポアソン比は、上述しているように空孔率がヤング率に及ぼす影響に比べ小さいことから、全要素に対して溶製鋼の ν_0 をそのまま付与した。また、転造による表面層の緻密化を表現したモデルに対しては、空孔要素を母相要素に置き換えるためヤング率の置き換えにより対応した。Table 4-5 に、本研究の FEM 解析において各要素に付与した材料特性を示す。

Table 4-5 Young's modulus and Poisson's ratio in each element used FEM analysis

Model	H740 (H740R)	H755 (H755R)	K730 (K730R)	K740 (K740R)	K754 (K754R)
Matrix element					
(E_0) [GPa] (Wrought steel)	212.7	212.7	209.2	209.2	209.2
Void element					
(E') [GPa]	31.2	33.1	35.2	38.1	42.2
Element of outside area					
(E) [GPa] (Mackenzie's theory)	187.8	196.0	178.0	183.3	190.8
Poisson's ratio (ν_0)	0.287	0.287	0.289	0.289	0.289

4.4 参考文献

- 1) 小田哲, 永村和照, 難波千秋:「有限要素法による平歯車の歯元応力解析 (周辺拘束条件と隣接歯の影響)」, 鳥取大学工学部研究報告, 第 9 卷 (1978) 1-6
- 2) T. Takemasu, T. Koide, Y. Takeda, T. Shinbutsu: “Surface Durability Test and Contact Stress Analysis of 1.5Cr-0.2Mo High Density Sintered Steel Gear”, Proceeding of Powder Metallurgy World Congress, H. Miura and A. Kawasaki, Yokohama, Japan Society of Powder and Powder Metallurgy, (2012) CD-ROM.
- 3) S. Shakravarthy, B. Subbaratnam: “Finite Element Analysis and Fatigue Analysis of Spur Gear under Random Loading”, Int. J. Mech. Eng. and Rob. Res. No.4 Vol.3 (2014) 533-541
- 4) 竹増光家, 仲元雅人, 小出隆夫, 武田義信, 新仏利伸:「自動車トランスミッション用 1.5Cr-0.2Mo 焼結合金鋼歯車の荷重負荷能力 (駆動方式, 歯数, 相手歯車の材質, 表面転造の影響)」, 粉体および粉末冶金, Vol.60, No.6 (2013) 271-277
- 5) 永田尊礼, 竹増光家, 小出隆夫, 西田智:「密度の異なる Ni-Mo プレアロイ合金焼結浸炭焼入れ歯車の曲げ疲労強度と空孔を考慮した FEM による歯元応力解析」, 粉体および粉末冶金, Vol.63, No.1 (2016) 1-6
- 6) T. Nagata, T. Takemasu, T. Koide, N. Hirose: “Tooth Root Bending Stress Analysis of Pre-alloyed Sintered Steel Gears with Different Densities used FEM Model Considering Voids” J. Jpn. Soc. Powder and Powder Metallurgy, No.7 Vol.63 (2016) 568-572
- 7) 会田俊夫, 寺内喜男:「歯車の歯の曲げ疲労強度について」, 材料試験, Vol.91, No.10 (1961) 278-286
- 8) 会田俊夫, 寺内喜男:「平歯車の曲げ応力について (第 3 報 曲げ応力計算結果について)」, 日本機械学会論文集 (第 3 部), Vol.178, No.27 (1961) 868-876
- 9) 鄧鋼, 中西勉, 井上克己:「円筒歯車の曲げ負荷能力の向上に関する研究 (第 1 報 左右非対称歯形の採用による歯元応力及び剛性の変化)」, 日本

機械学会論文集 (C 編), Vol.656, No.67 (2001) 1139-1144

- 10) 佐々木秀和, 松葉朗, 門藤至宏, 竹保義博, 宮奥勉, 兼廣二郎:「コルヌ
スパイラルを用いた新歯形歯車の開発 (平歯車の曲げ強度に関する研究)」,
広島県立総合技術研究所東部工業技術センター研究報告, No.22 (2009)
1-5
- 11) 上野拓:「歯車工学」, 共立出版(株), (1977) 183-206
- 12) 小田哲, 宮近幸逸:「種々の負荷条件下における薄肉平歯車の曲げ応力強
度」, 日本機械学会論文集 (C 編), Vol.567, No.59 (1993) 3520-3525
- 13) 永田尊礼, 竹増光家, 小出隆夫, 西田智:「密度の異なる Ni-Mo プレアロ
イ合金焼結浸炭焼入れ歯車の面圧疲労強度と空孔を考慮した FEM による
接触応力解析」, 粉体および粉末冶金, Vol.63, No.12 (2016) 995-1001
- 14) T. Takemasu, T. Nagata, T. Koide, Y. Takeda, N. Hirose: “Stress Analysis in
Surface Durability Tests of Sintered Steel Gears with Different Densities Using
FE-simulation Considering Voids” Proceeding of World Powder Metallurgy
World Congress, Hamburg, European Powder Metallurgy Association, (2016)
USB
- 15) 林則行, 富坂兼嗣, 平賀英資:「機械設計法 (改訂・SI 版)」, 森北出版(株),
(1988) 148-153
- 16) 林則行, 富坂兼嗣, 平賀英資:「機械設計法 (改訂・SI 版)」, 森北出版(株),
(1988) 125-147
- 17) 穂屋下茂:「表面硬化歯車材の面圧強度向上に関する研究 (学位論文)」,
(1999) 1-11
- 18) 上野拓:「歯車工学」, 共立出版(株), (1977) 1-11
- 19) 上野拓:「歯車工学」, 共立出版(株), (1977) 17-24
- 20) 森政弘:「機構学」, 共立出版(株), (1977) 120-158
- 21) 三浦秀士, 徳永洋一:「焼結鉄のヤング率について」, 粉体および粉末冶
金, Vol.26, No.2 (1979) 60-65
- 22) 廣瀬徳豊, 田中慎一, 棚木敏幸, 浅見淳一:「鉄-銅系焼結材料の硬さとヤ
ング率・ポアソン比との関係」, 日本機械学会論文集 (A 編), Vol.709, No.71
(2005) 1250-1255

- 23) 三浦秀士，坂本愛一郎，徳永洋一：「鉄系焼結材のヤング率に及ぼす気孔率と気孔形状の影響」，粉体および粉末冶金，Vol.27, No.3 (1980) 82-86
- 24) 阿部孝行，西島敏，金澤健二：「鋼の弾性係数 金材技研材料強度データシート（資料）15」，(1997) pp.46

5 章 解析結果

本章では、FEM を使用した歯車の歯の歯元曲げ応力解析、噛合い運動による接触応力解析を行った。まず焼結鋼に内在する空孔の影響を材料特性に対して考慮する、これまでの FEM 手法により解析を行った。次に、新たな試みであるモデルに空孔を配置した FEM 解析を行い、得られた結果が 3 章の試験結果を定性的、定量的に説明できることを検証した。そして、従来の手法では解析できなかった転造による表面層緻密化の度合いが強度に与える効果を理論的に解明するとともに 3 章で得られた実際の試験結果と比較した。

5.1 従来の手法による応力解析

焼結鋼には避けられない大小様々な空孔が多く含まれるため、これが切欠き欠陥のように働くとして強度不足の懸念が持たれている。焼結鋼に関する研究は、これまで溶製鋼のように空孔のない緻密化（高密度化）を達成することに注力して進められ、原料粉の配合比や作製条件の最適化、MIM や HIP など新規製法の開発のほか浸炭や窒化など使用目的に応じた工程を付加することによって、高密度化や高強度化の検討が行われてきた。加えて、焼結鋼部品はコスト優位の面から、汎用設備を使用する常圧焼結法により高密度な焼結鋼を得ることが求められており、現状この要求を満たすには十分な工程管理を厳密に行わなければならないため困難が多い¹⁾。しかし、前章までに転造した密度 7.40 Mg/m^3 の P/M 歯車において、強度が溶製鋼歯車のそれより高くなることが明らかにされ、これまで求められていた高密度な P/M 歯車でなくとも高強度化できることを記した。そこで、空孔が含まれる P/M 歯車であっても溶製鋼歯車に匹敵する強度が得られることを理論的に解明する必要がある。

近年では FEM を用いた強度計算によって、歯車の歯の損傷に関する定性的、定量的な解析が行われるようになってきている。これまでの解析法は溶製鋼や焼結鋼、複合材料など素材固有の特徴が区別できないため、計算に必要な材料特性に対してこの特徴を考慮する代替え手段が採られていた。つまり、焼結鋼に対

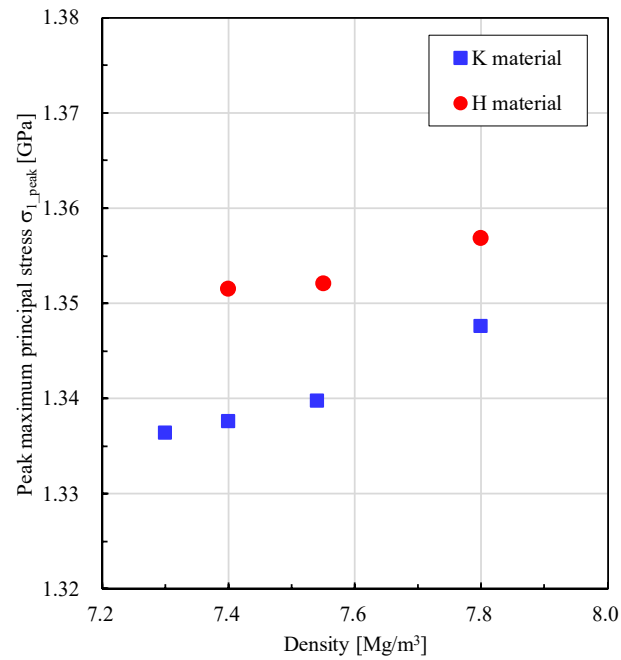
しては、包含している大小様々な空孔は欠陥であると想定した材料特性を使用することで解析が行われていた。しかし、この手法は溶製鋼のように欠陥のない均質等方性の構造部品を解析する場合に等しいため、不特定多数の空孔欠陥が微細分散する焼結鋼であっても得られる解析結果は均一な応力分布となっていた。本来、均質等方性の材料の中に空孔のような異なる物質が存在すると、その周囲には応力集中が生じるため、部品全体に現れる応力分布は均質等方性の場合と異なると考えられる。つまり、材料特性に対して空孔の影響を考慮する従来の手法では、その周囲の応力集中が求められていないため、焼結鋼を素材とした場合の解析結果は実際の現象を理論的に説明することができないと考えられる²⁻⁴⁾。

そこで、従来法による P/M 歯車の応力解析を行ったので以下に記す。全体モデルは 4.1 節、4.2 節のものを流用した。材料特性は 4 章 4.3 節記載の Mackenzie の式 (4.3) を用いて各空孔率におけるヤング率を算出し、これをモデルの全要素に付与することで解析した。Fig.5-1 に歯元隅肉部の最弱断面最表面層付近に生じる最大主応力の極大値 σ_{1_peak} 、Fig.5-2 に接触点からの垂直円筒対称軸に生じる最大（主）せん断応力の極大値 τ_{1_peak} を、密度との関係で示す。この結果、素材に関わらず σ_{1_peak} ならびに τ_{1_peak} は、密度が低いほどこれにほぼ比例して小さくなっている。これは、その部位に発生する主応力は小さいので密度の低い P/M 歯車であるほど高強度であることを意味し、損傷が起こりにくいことを示している。すなわち、従来の手法によって焼結鋼の解析を行うと、得られる結果は試験結果と真逆になり、実際の現象が説明できていないことが分かる。

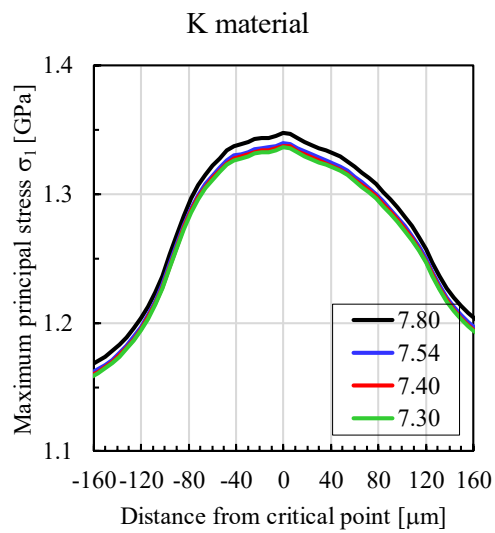
これまでも、竹増らが P/M ローラの転造による表面層緻密化の影響について解析を行っている^{2,4)}。これによれば、従来法はモデル全体が均質等方性材料であることが問題であるとして、表面層の緻密化を積層体モデルに置き換えることで表現し、それぞれの層に対して異なる材料特性を付与した接触応力解析を検討している。しかし、これも空孔の周囲に生じる応力集中が求められていないことから、得られた結果は Fig.5-2 同様、実際の試験結果を説明することができていない。

本研究では、解析モデルに空孔を取り込むことで、その周囲に生じる応力集中を求め、これをモデル全体の解析結果に反映させる新しい試みを行う。次節

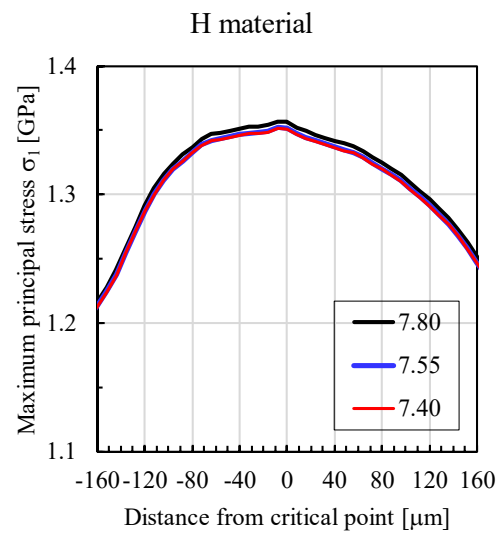
以降に，その検討結果を記す．



(a) Relation between density and peak maximum principal stress

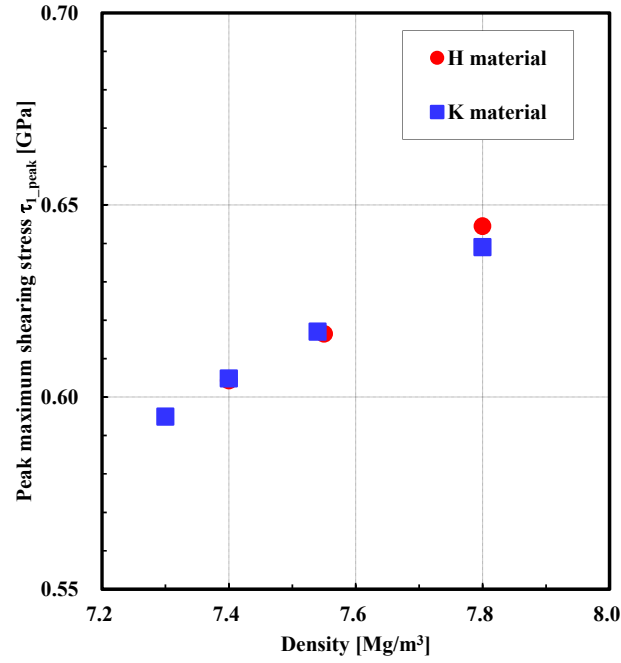


(b) σ_1 distribution of K material

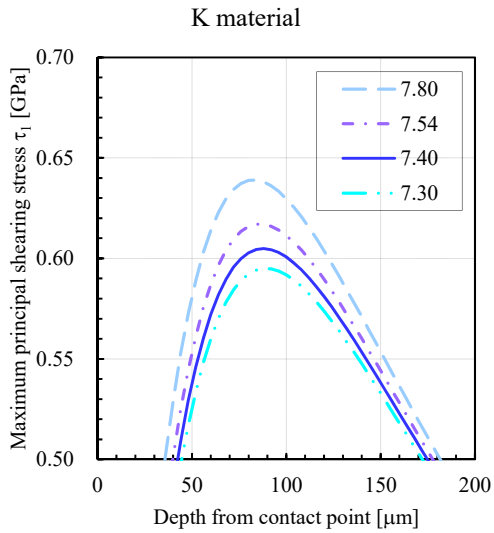


(c) σ_1 distribution of H material

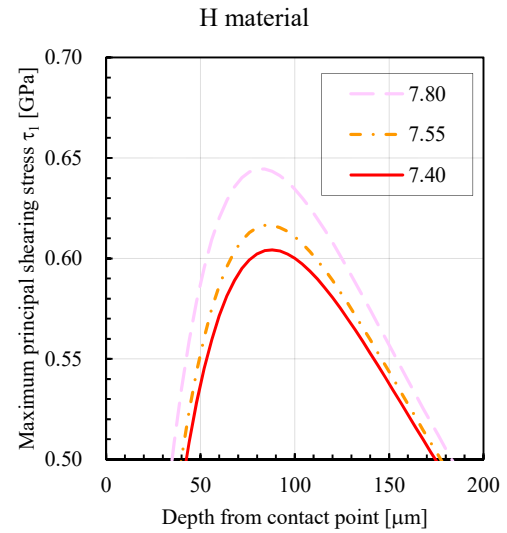
Fig.5-1 Relation between density and peak maximum principal stress, σ_1 distribution of gear tooth root fillet used the previous method of FEM bending simulation



(a) Relation between density and peak maximum shearing stress



(b) τ_1 distribution of K material



(c) τ_1 distribution of H material

Fig.5-2 Relation between density and peak maximum shearing stress, τ_1 distribution of elastic cylinder used the previous method of FEM contacting simulation

5.2 歯元曲げ応力解析⁵⁻⁶⁾

Fig.5-3 に、密度の異なる各 FEM モデルについて、歯元隅肉部の最弱断面付近に生じる主応力の代表的な等応力線分布を、緻密化深さ δ の違いで示す。各図の右側が歯先方向、左側が歯元方向であり、等応力線はそのモデルの中で得られた最大主応力 σ_1 と最小主応力 σ_2 の差（相当応力）を均等 9 分割で示し、これの大きい方から小さい方にかけて赤系、黄系、青系、白系、黒系の順になっている。いずれの素材も最弱断面付近の最表面に大きな相当応力が発生し、この大きな相当応力は密度が高くなるにつれ、又は δ が大きくなるほど深くまで達している。この両側にも大きな相当応力が生じているが（特に $\delta = 0.3 \text{ mm}$ の場合に認められる）、これはモデルの要素サイズが歯筋方向で約 1.67 倍大きくなる位置であり、異なる材料特性を付与した変曲点に該当することから、不連続な境界によって生じた大きな相当応力である。また、 $\delta = 0.0 \text{ mm}$ および 0.1 mm における最大相当応力（赤）は、最表面層でなく空孔周囲に発生している応力集中であるため、等応力線の色彩は他の場合と異なっている。

Fig.5-4 に、各種 FEM モデルの歯元隅肉部の最弱断面近傍最表面要素に発生する最大主応力（ σ_1 ）分布を、緻密化深さ δ の違いで示す。横軸は最弱断面位置を基準とした各要素までの距離を示し、基準に対して右側（正側）が歯先方向、左側（負側）が歯元方向である。密度 7.40 Mg/m^3 以下の未転造歯車を表現した $\delta = 0.0 \text{ mm}$ のモデル（K730, K740 および H740）は、 σ_1 の極大値が最弱断面位置に対して約 $-80 \sim +80 \mu\text{m}$ の範囲内に複数現れているが、これ以外の全ての σ_1 分布は弾性力学の理論式から求まる形状と一致し、最弱断面近傍で極大となっている。これと等応力線分布から、密度 7.30 Mg/m^3 および 7.40 Mg/m^3 の P/M 歯車は、表面から深さ 0.1 mm までの範囲に空孔が存在すると、この周囲に生じる応力集中が強く最表面層に影響を及ぼし、空孔に起因したクラックが派生すると言え、これ以外では歯元隅肉部危険断面の最表面付近を起点にクラックが生じると考えられる。つまり、密度 7.40 Mg/m^3 以下の P/M 歯車は表面から深さ 0.1 mm の範囲内に空孔があると、素材に関わらず歯の折損の危険性が高まることを示している。そして、この結果は目論見通り空孔を配置したモデルを使用することで、その周囲に生じる応力集中を P/M 歯車（構造部品）全体の応力分布に反映できていることを示している。

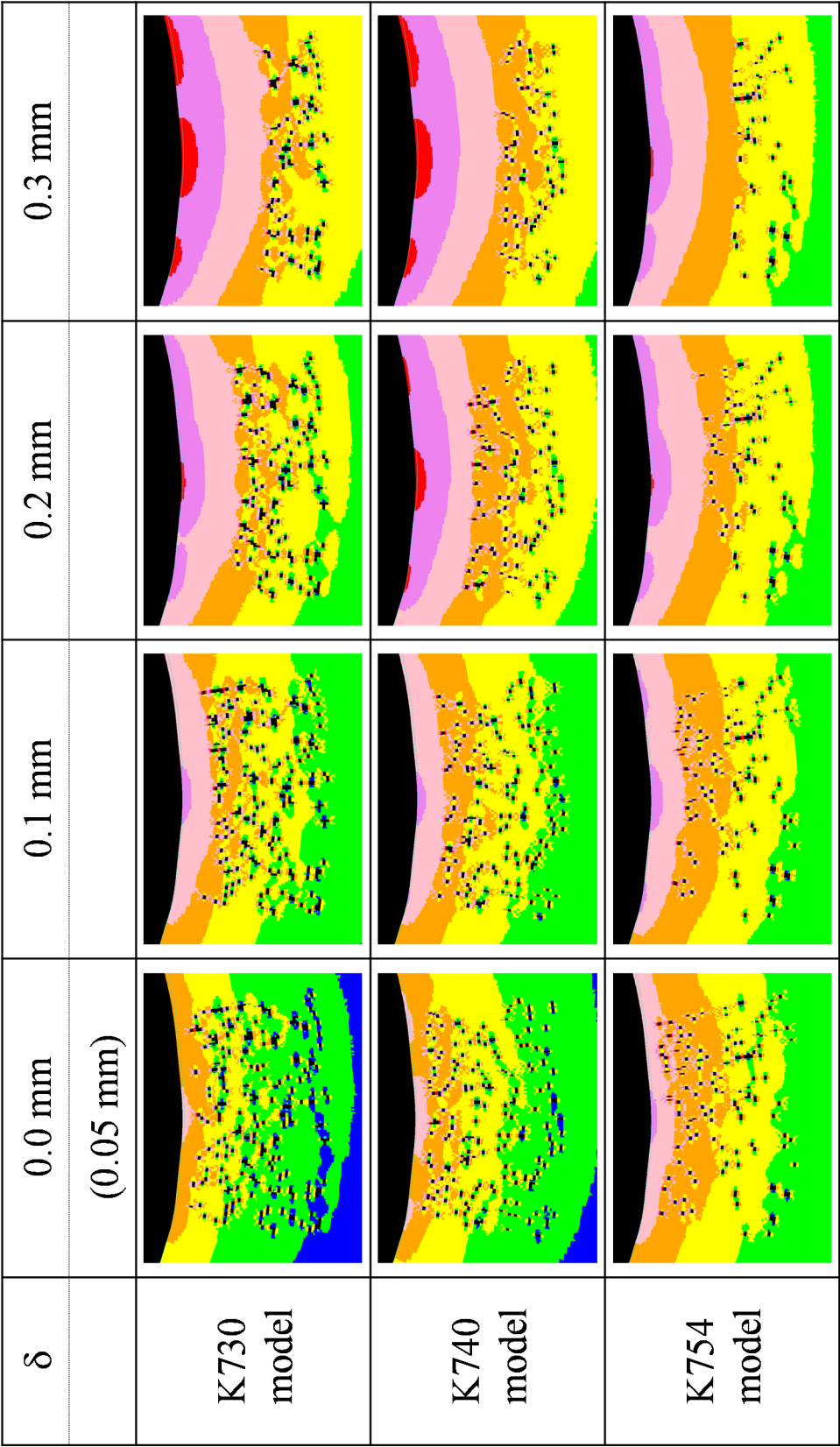


Fig.5-3 Stress contour map at gear tooth root fillet made of K material and H material by FEM simulation

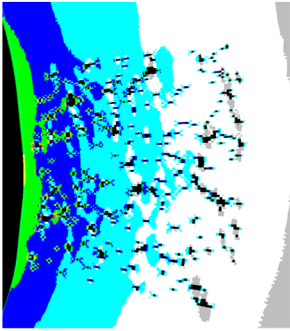
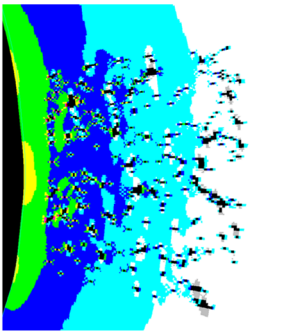
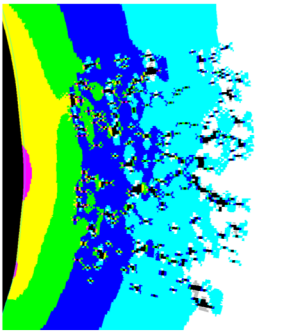
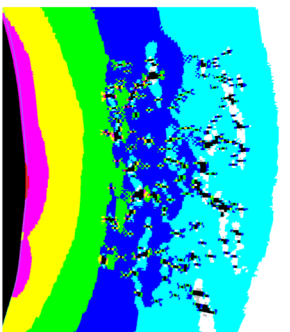
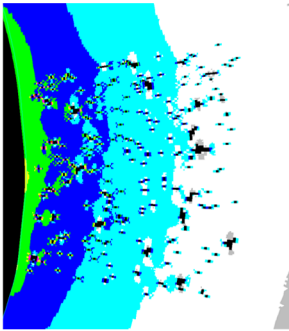
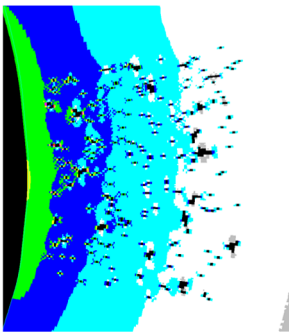
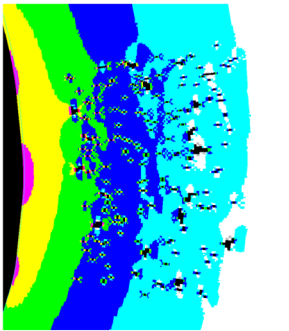
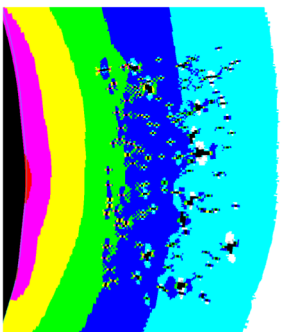
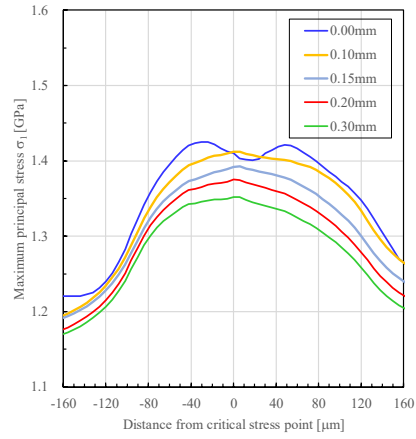
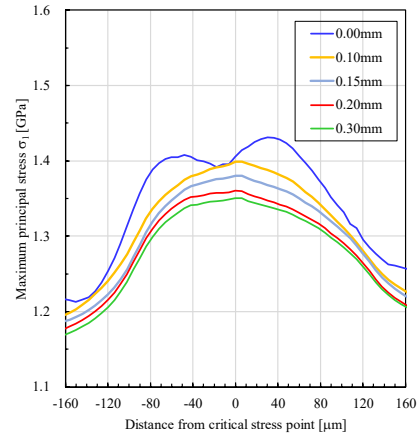
δ	0.0 mm (0.048 mm)	0.1 mm (0.096 mm)	0.2 mm	0.3 mm (0.304 mm)
H740 model				
H755 model				

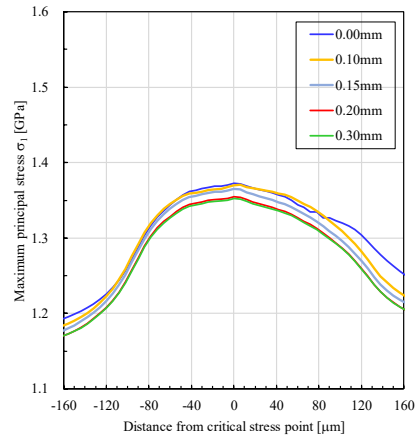
Fig.5-3 Continued



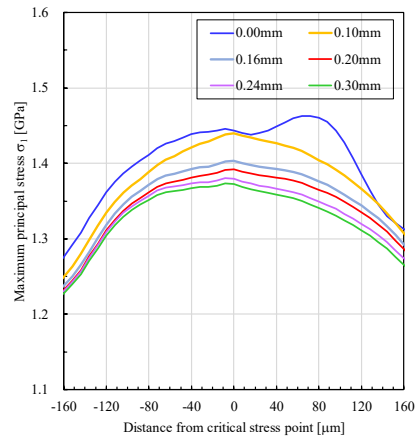
(a) K730 model



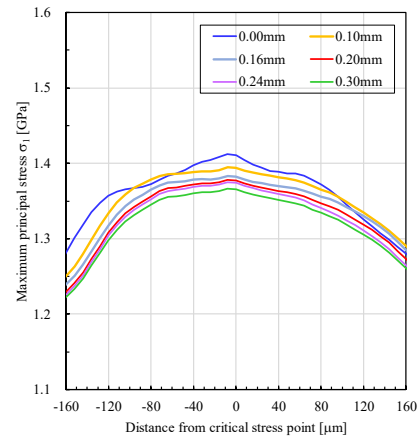
(b) K740 model



(c) K754 model



(d) H740 model



(e) H755 model

Fig.5-4 Results of maximum principal stress distribution at critical section in gear tooth root fillet for the different of fully densified depth

次に、K 材について Fig.5-4 (a) ~ (c) より得られた最大主応力の極大値 σ_{1_peak} と密度の関係を、緻密化深さ δ の違いで Fig.5-5 に示す。未転造歯車を表現した $\delta = 0.0 \text{ mm}$ では、K740 モデルの σ_{1_peak} はこの前後の密度モデル (K730, K754) に比べて大きいですが、 $\delta = 0.1 \text{ mm}$ になると K740 モデルの σ_{1_peak} は減少し、この前後の密度モデルは僅かな減少に留まっている。その関係は密度が高くなるほどこれにほぼ比例して σ_{1_peak} は小さくなっている。これは、試験における未転造 P/M 歯車の密度と曲げ疲労強度との関係をよく説明しており、妥当な結果である。 $\delta = 0.1 \text{ mm}$ から 0.2 mm になると、 σ_{1_peak} は全てのモデルにおいて明らかに小さくなり、特に K740 モデルの減少率は最大となっている。すなわち、表面層の緻密化が一定の深さ以上に達すると強度の向上効果が明確に現れることを意味し、試験における K740R の曲げ疲労強度が最も顕著に向上したことに合致する。そして、 $\delta = 0.3 \text{ mm}$ に達すると σ_{1_peak} は密度に関わらずほぼ一定の値に収束し、表面から深さ 0.3 mm までの範囲を完全に緻密化することができれば、曲げ強度は密度に関わらず同等レベルになることを示している。詳細には K740 モデルの σ_{1_peak} はこの前後の密度のモデルより極僅かに小さくなっており、試験における K740R がこれより密度の高い K754R と比べて、大きな曲げ疲労限を得たことと一致する。他方、試験に供した K730R は表面層の緻密化が不十分であったため十分な曲げ疲労限は得られていない。しかし、Fig.5-5 は、仮に K730R の表面から深さ 0.2 mm の範囲を完全に緻密化しても、 σ_{1_peak} は未転造の K740 より低く、K754 とほぼ同等という結果になることを示している。このことから、K730R は表面層の空孔率や緻密化以外に密度が関与して、十分な曲げ疲労限が得られなかったことを示しており、これも試験結果と符合する。

また、K 材の各種モデルについて、緻密化深さ δ が最大主応力の極大値 σ_{1_peak} に与える効果を Fig.5-6 に示す。 $\delta = 0.0 \text{ mm}$ から約 0.1 mm の範囲における σ_{1_peak} は、K730 モデルは大きくばらついているが、K740 モデルは δ が大きくなるにつれそれは小さくなり、K754 モデルではほとんど変化していない。この δ の範囲内にある空孔は、密度 7.40 Mg/m^3 以下の場合には最表面層の応力分布に影響を与えていると言え、密度がこれ以上に高くなる場合は最表面層に影響が及ばず、上記 σ_1 分布と同様の結果になる。そして、 $\delta = 0.1 \text{ mm}$ 以上では Fig.5-5 の考察と同様となる。

H 材について、最大主応力の極大値 σ_{1_peak} と緻密化深さ δ との関係を Fig.5-7 に示す。いずれも δ が大きくなるほど σ_{1_peak} は小さくなるが、H740 モデルは $\delta = 0.24 \text{ mm}$ 付近、H755 モデルは $\delta = 0.14 \text{ mm}$ 付近に変曲点を有している。この変曲点に対し、 δ が小さい場合には σ_{1_peak} の減少率が著しく、特に H740 モデルのそれは顕著で、緻密化による強度の向上効果が現れている。一方、 δ が大きい場合は σ_{1_peak} の減少率が小さいことから、一定の深さ以上に緻密化しても強度の向上効果は得にくいことを示している。また、 $\delta = 0.24 \text{ mm}$ 以上において同等の δ で比較すると、H740 モデルの σ_{1_peak} は H755 モデルのそれより僅かに大きく、密度 7.55 Mg/m^3 の P/M 歯車の方が密度 7.40 Mg/m^3 のそれに比べて強度は僅かに高いことを示している。しかし、実際の試験における H755R は、表面層緻密化の度合いが H740R のそれより小さい（空孔率が高い）ため、H755R の曲げ疲労限が H740R のそれと同等レベルになったと考えられ、試験結果に合致している。そして、Fig.5-7 は、仮に転造した H755R の表面層が H740R のそれと同等に緻密化されれば、H755R の曲げ疲労限の方が高くなることを示しており、またこれは K 材の場合と異なる結果になっている。つまり、素材の違いが空孔の分布や大きさ、形状の違いとして現れることから、これを再現したモデルで解析すると、空孔の特徴がモデル全体の応力分布に反映され、素材の違いをも解析結果に反映できていると考えられる。

以上のことから、K 材から製作する密度 7.40 Mg/m^3 の P/M 歯車の曲げ強度は、転造による表面層の緻密化を十分に施せば、これより密度の高い歯車のそれと同等、若しくはそれ以上に向上することを定性的に求めることができた。一方、H 材から製作する場合は、密度 7.40 Mg/m^3 以上の P/M 歯車に転造による表面層の緻密化を施すことで密度 7.55 Mg/m^3 の P/M 歯車と同等レベルの曲げ強度が得られることを定性的に求めることができた。また、空孔を取り入れたモデルを用いた FEM 解析手法は、この周囲に生じる応力集中が求められ、これをモデル全体の応力分布に反映することで実際の曲げ疲労試験結果を理論的に説明できた。そして、本手法が焼結鋼を素材とした P/M 歯車（構造部品）の FEM 解析を行う有効性を示せたと言える。

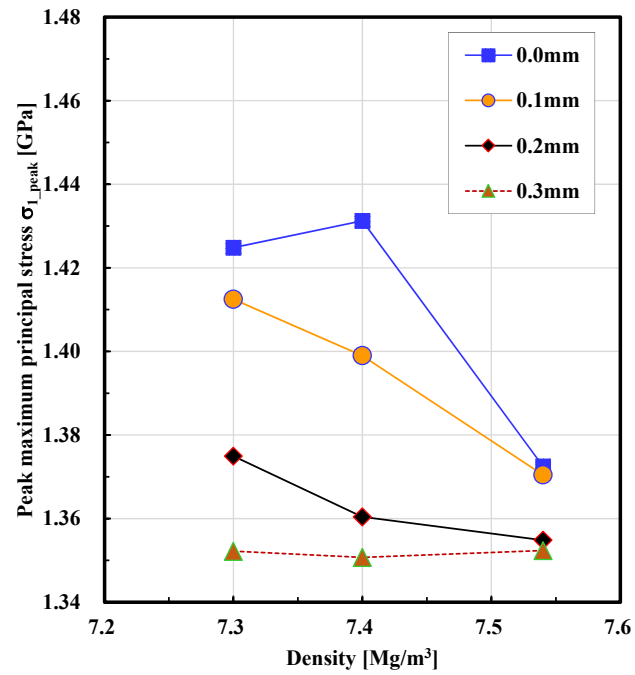


Fig.5-5 Relations between density and peak maximum principal stress at critical section of gear tooth root fillet for the different of fully densified depth (K material)

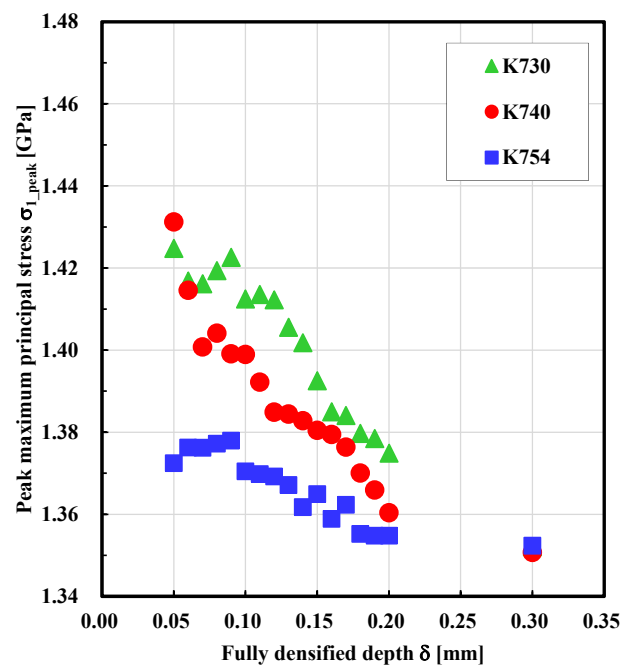


Fig.5-6 Relations between fully densified depth and peak maximum principal stress at critical section of gear tooth root fillet (K material)

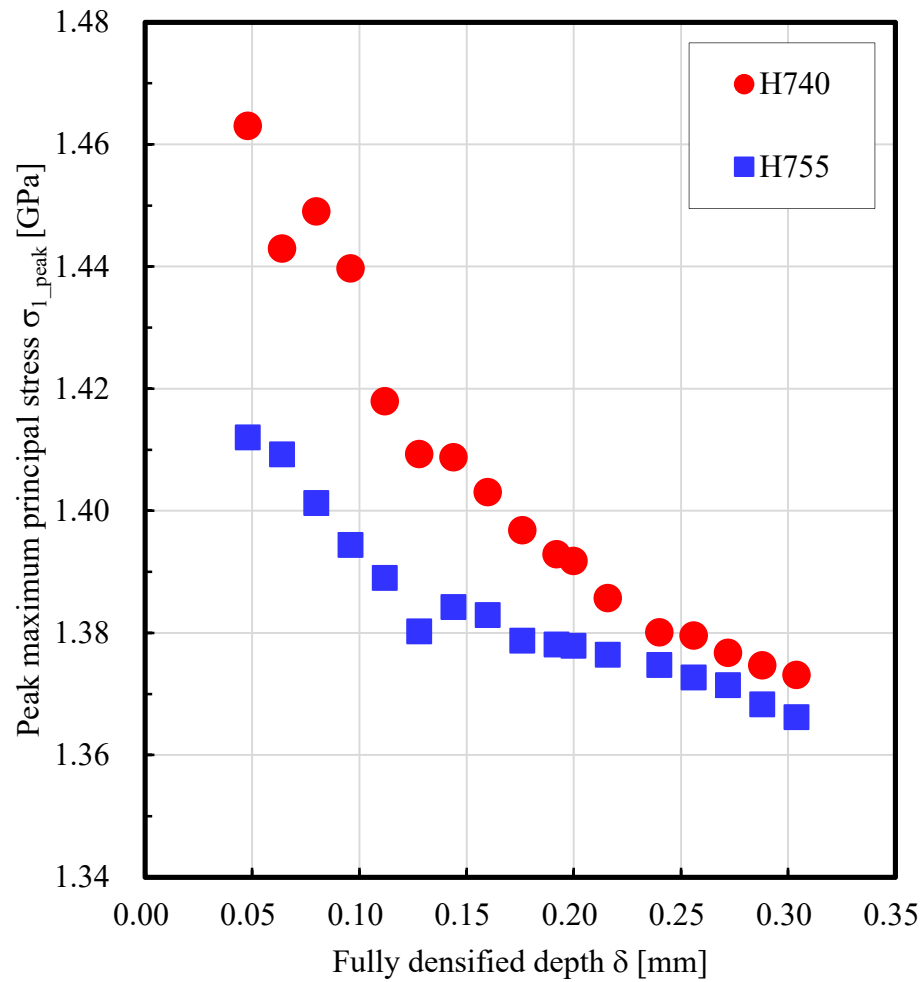


Fig.5-7 Relations between fully densified depth and peak maximum principal stress at critical section of gear tooth root fillet (H material)

5.3 接触応力解析⁷⁾

Fig.5-8 に、緻密化深さ δ の異なる各種弾性円筒体に剛体平面を押し込んだとき、円筒体の特性領域に生じる相当応力の等応力線分布を示す。等応力線はそのモデルの解析で得られた相当応力を均等 9 分割して示し、その色彩は大きい方から赤系、黄系、青系、白系、黒系の順になっている。いずれも円筒対称軸の表面接触点から心部に入った位置で大きな相当応力が発生し、それは密度が高くなるほど、又は δ が深くなるほど大きく、それが深い位置に移行している。 δ が浅い場合と深い場合とで異なる色彩になっているが、これは前節同様、浅い場合の最大相当応力は空孔の周囲に発生する応力集中が大きいためである。また、 $\delta = 0.0 \text{ mm}$ および 0.1 mm では、相当応力が作用する方向に空孔が存在すると、これの反対側には応力が及んでいないことから空孔は圧縮荷重に対して緩和作用を示すと考えられる。

Fig.5-9 に、緻密化深さ δ の異なる各弾性円筒体の接触表面に生じる垂直応力分布 (Hertz 応力分布) を示す。いずれも接触表面の応力分布は、 δ に依らず Hertz の弾性接触理論から求まる半楕円形状とよく一致している。最大垂直応力は δ が深くなるにつれ僅かに大きく、接触幅は狭くなり、これは密度や素材の違いでも認められる。また、剛体平面を押し込んだとき表面接触点から垂直円筒対称軸に生じる σ_y 分布を Fig.5-10 に示す。 σ_y は剛体平面との接触表面で最大となり、これより深くなるにしたがって減少し、その減少率は密度の高い場合ほど、又は δ が深くなるほど急峻になっている。これらは、接触表面近傍に存在する空孔が少なくなる（空孔率が小さくなる）と、それによって生じていた応力の干渉が小さくなるため深くまで応力が及ばず、剛性が高まっていると考えられる。

歯車のピッチング損傷は、表面下層にあたる部分に生じるクラックが進展することで起きる表層剥離のひとつで、歯車の場合、噛合い運動における接触点での転がりすべり接触によって生じるせん断応力に起因することが知られている⁴⁾。Fig.5-11 に、各モデルの垂直円筒対称軸に生じる最大せん断応力 (τ_1) 分布を緻密化深さ δ の違いで示す。 τ_1 の極大値 (τ_{1_peak}) は、素材や密度に関わらず δ が深くなるにつれ明確に小さくなっている。

K 材をモデルとした場合、K740 と K754 モデルでは、 τ_{1_peak} の発生位置が δ に依らず表面からの深さ約 $70 \sim 90 \text{ }\mu\text{m}$ のほぼ同位置に現れている。K730 モデル

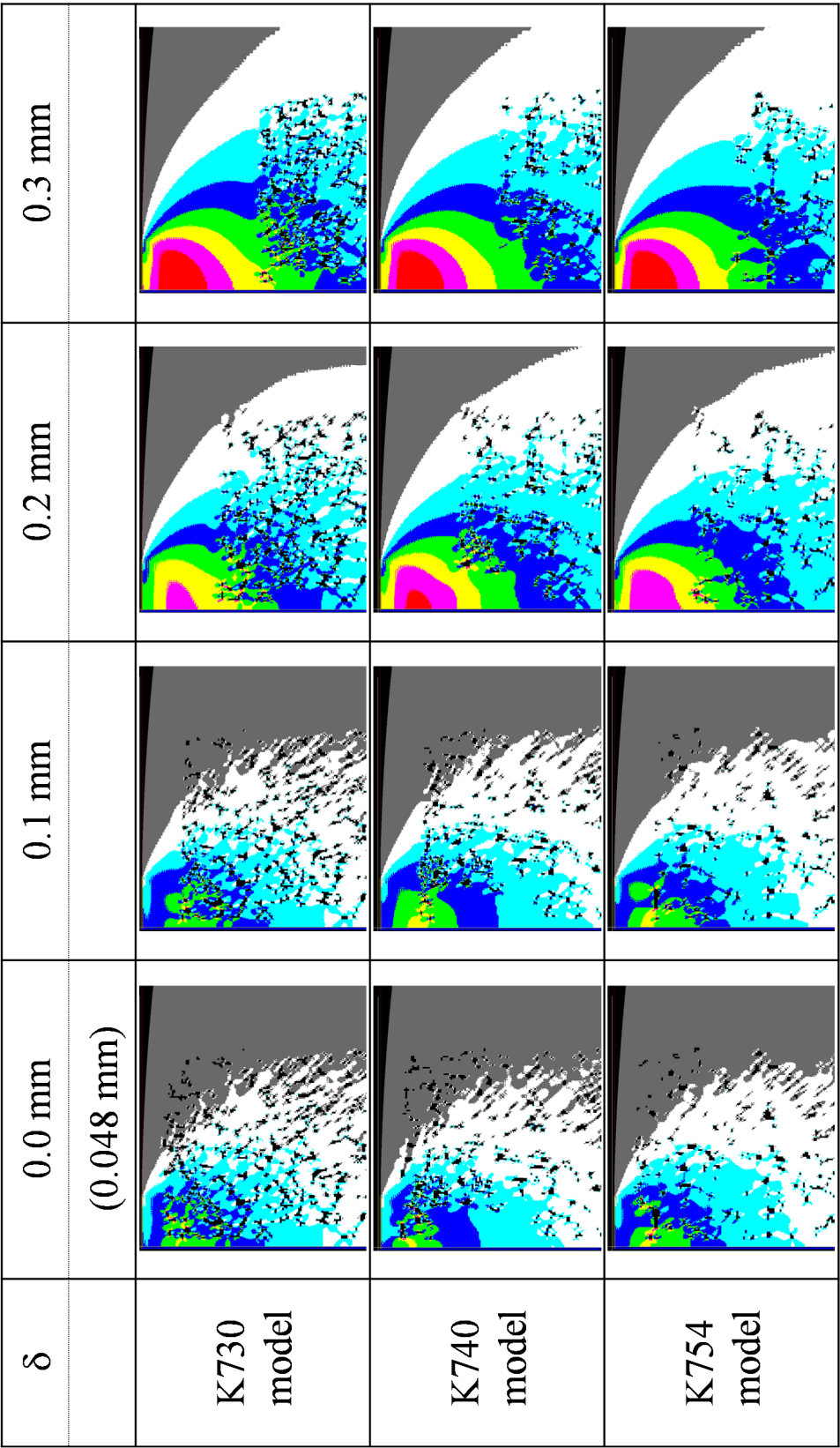


Fig.5-8 Stress contour map around contact point of elastic cylinder made of K material and H material by FEM simulation

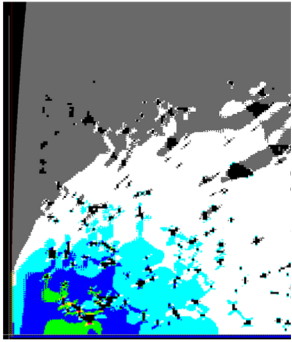
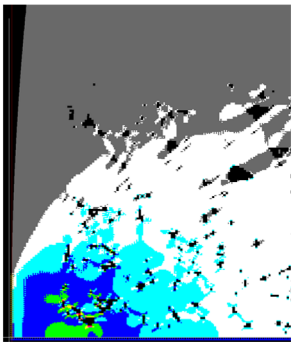
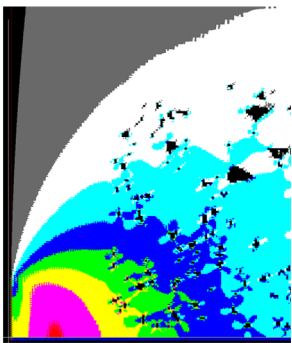
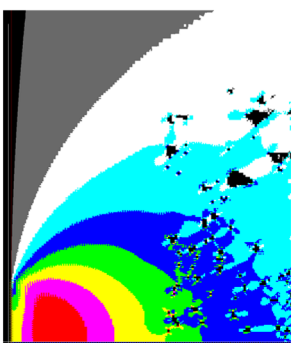
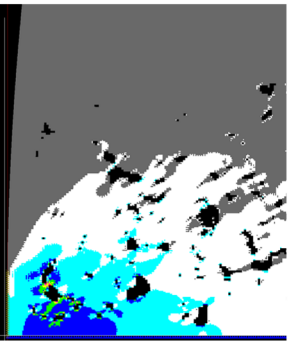
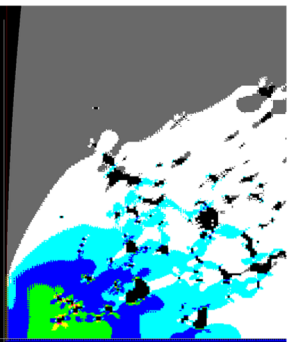
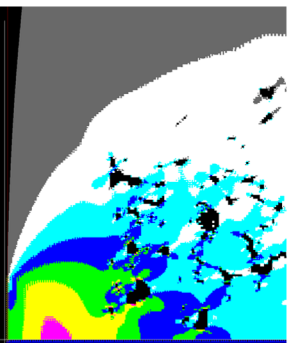
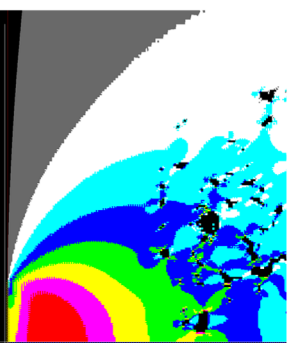
δ	0.0 mm (0.048 mm)	0.1 mm	0.2 mm	0.3 mm
H740 model				
H755 model				

Fig.5-8 Continued

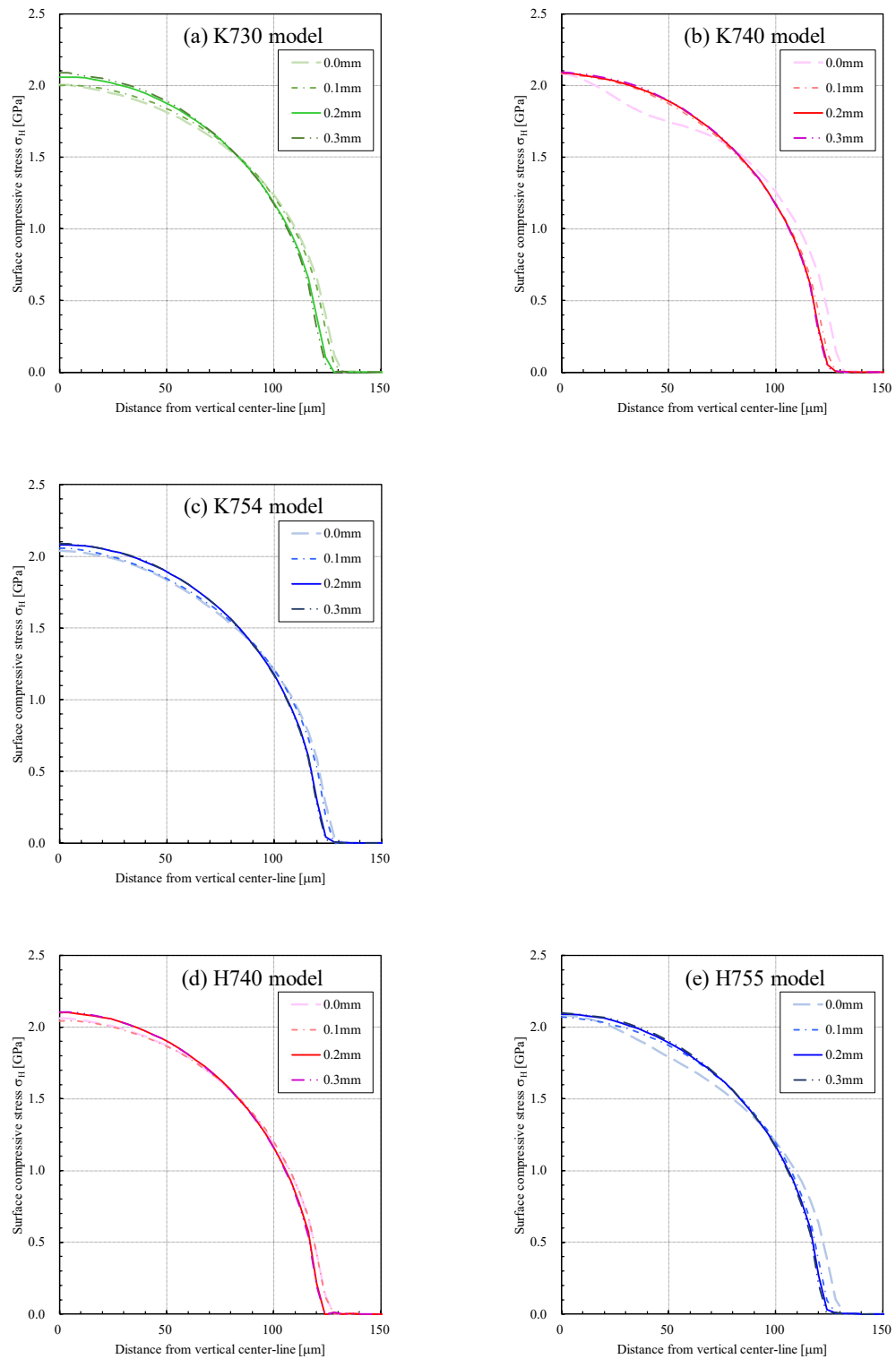


Fig.5-9 Comparison of surface compressive stress distributions on contact surface for the different of fully densified depth.

(a)(b)(c) σ_H distribution of K material, (d)(e) σ_H distribution of H material.

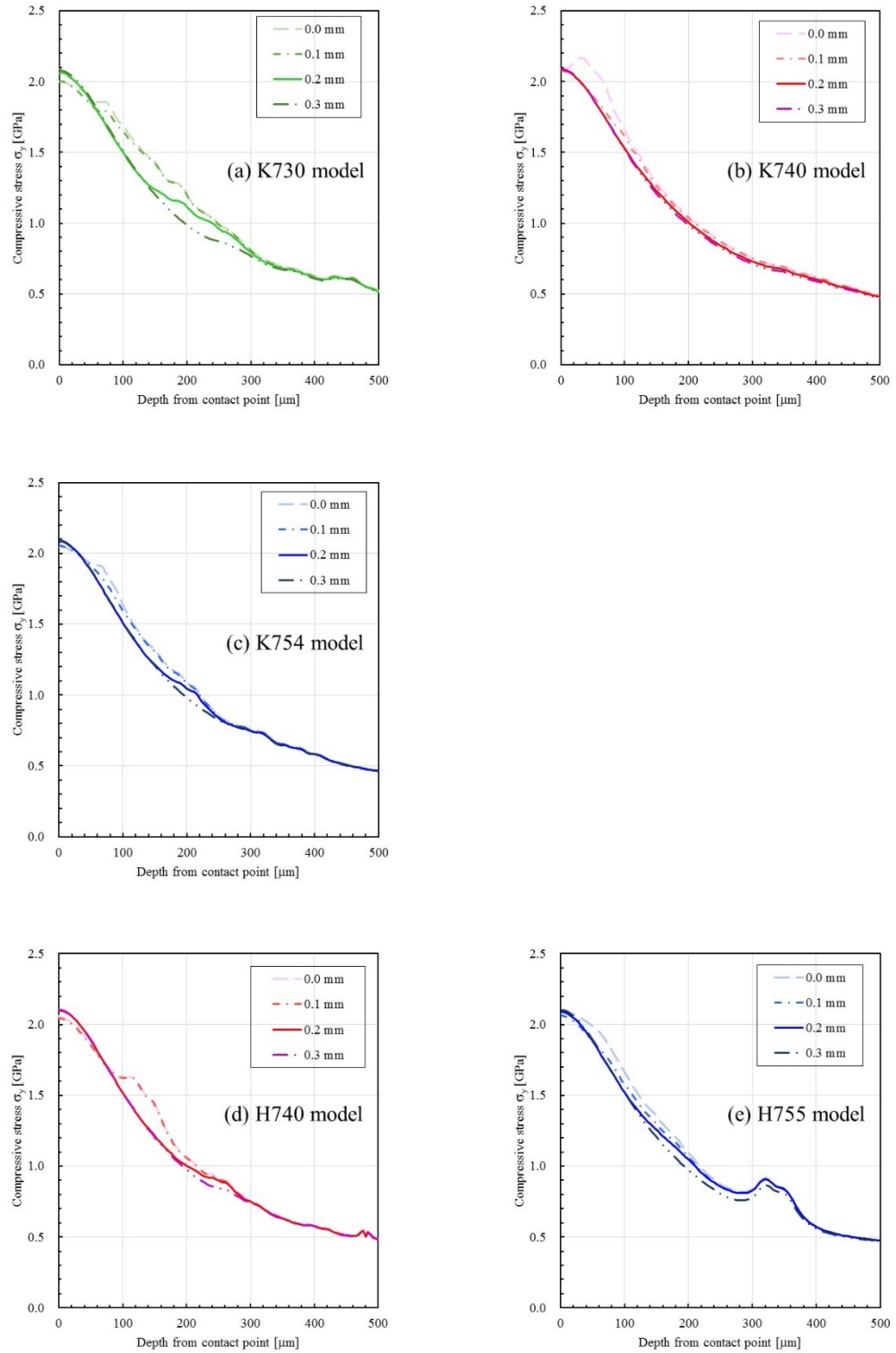


Fig.5-10 Comparison of compressive stress distributions along vertical center-line for the different of fully densified depth.

(a)(b)(c) σ_y distribution of K material, (d)(e) σ_y distribution of H material.

のそれは、 δ が 0.0 ~ 0.2 mm の範囲において複数の τ_{l_peak} が深さ 80 ~ 190 μm の広い領域にあり、 $\delta = 0.3 \text{ mm}$ になるとひとつの τ_{l_peak} に収束し、その発生深さは約 90 μm である。これは、密度 7.30 Mg/m^3 の P/M 歯車はある特定の深さまでの表面層を十分に緻密化しなければ、 τ_{l_peak} がより深い領域にも発生するため面圧強度が向上しないことを意味している。一般に、歯車における τ_{l_peak} の発生位置が表面層の緻密化領域、かつ表面近傍の最高硬度が維持される領域にあれば面圧強度は向上すると言われている。試験に供した K730R の表面層は、緻密化が不十分であり、またその近傍の最高硬度が維持される領域は高密度な場合より浅い範囲に限られているため、K730R の面圧疲労限は K740R や K754R ほど向上しなかったと考えられる。

H 材をモデルとした場合では、H740 モデルは δ が 0.0 ~ 0.1 mm の範囲において複数の τ_{l_peak} が表面から深さ約 70 ~ 170 μm の領域に発生し、 δ が 0.2 mm 以上になるとひとつの τ_{l_peak} が深さ約 80 μm の位置で収束している。これは、実際に製作した H740R において顕著に面圧強度が向上したことと一致している。一方、H755 モデルは、 δ が 0.0 mm から 0.2 mm の範囲において、 δ が深くなるほど τ_{l_peak} は小さくなるが、その発生領域は約 70 ~ 180 μm から約 80 ~ 160 μm とほぼ変わらない。そして、 $\delta = 0.3 \text{ mm}$ になるとひとつの τ_{l_peak} に収束し、その発生深さは約 80 μm である。実際に製作した H755R の表面層は、緻密化度合いが不十分であったことから、これにより τ_{l_peak} が深い領域にまで発生してしまい、H740R と比べ強度の向上効果が得られなかったと考えられる。すなわち、表面層の緻密化度合いが同等であれば、転造した H755R は H740R より強度が高いと言える。

また、H755 モデルについて規定荷重に達するまでの τ_{l_peak} の発生領域を比較する。Fig.5-12 に、 δ の異なるモデルについて各荷重時の τ_l 分布を示す。いずれも押し込み荷重が大きくなるにつれ τ_{l_peak} は深い位置へ徐々に移行しているが、その分布は δ によって異なる形状になっている。 $\delta = 0.0 \text{ mm}$ と 0.1 mm では、緻密化された層の下層にある空孔が影響し、その形状に凹凸が現れている。一方、 δ が 0.2 mm 以上になるとひとつの τ_{l_peak} の形状が緻密化の範囲内で発生し、ある荷重以上においてはそこから心部に掛けて $\delta = 0.2 \text{ mm}$ では緻密化の範囲内で小さな減少に留まるが、 $\delta = 0.3 \text{ mm}$ になるとスロープ状に減少する傾向になって

いる．このことから，H 材から製作される密度 7.55 Mg/m^3 の P/M 歯車は，緻密化領域の下層に在る空孔が表面層の τ_{1_peak} 分布に影響すると考えられる．そのため，表面層の緻密化度合いは τ_{1_peak} の発生領域を考慮して十分深く（解析では τ_{1_peak} 発生領域の約 3 倍の深さ）まで緻密化を行う必要がある．

次に，K 材について Fig.5-11 より得られた τ_{1_peak} と密度との関係を， δ の違いで Fig.5-13 に示す． $\delta = 0.0 \text{ mm}$ の τ_{1_peak} は K740 モデルで最も大きい， $\delta = 0.1 \text{ mm}$ になると τ_{1_peak} は密度が高くなるにつれこれにほぼ比例して小さくなり，試験における未転造 P/M 歯車の密度と面圧疲労強度との関係と符合する．これも前節歯元曲げ応力解析同様，モデルの表面から深さ 0.1 mm までの範囲に配置した空孔が解析結果に強く影響することから，実際の P/M 歯車でも強度が得られないことを意味している． τ_{1_peak} の減少率は，密度の異なるいずれのモデルであっても δ が $0.0 \sim 0.2 \text{ mm}$ の範囲において顕著であり，特に K730 と K740 モデルは密度の高い K754 モデルに比べ大きい．そして， δ が $0.2 \sim 0.3 \text{ mm}$ の範囲になると密度に関わらず τ_{1_peak} はほぼ一定値に収束する．これは，表面からある特定深さまでの表面層を十分に緻密化すれば強度の向上効果が得られ，これを越える緻密化を行ってもその効果はほとんど得られないことを示している．実際 K740R と K754R は，表面から深さ 0.5 mm までの領域が空孔率 2% 以下にまで同程度に緻密化されているが，転造による強度の向上効果が K740R において顕著に現れている．さらに詳細に観察すると， $\delta = 0.3 \text{ mm}$ の場合 τ_{1_peak} は密度が小さくなるにつれ僅かに低下している．これは，接触領域における Hertz 応力分布からも明らかのように，十分に緻密化された層より深い領域においては，密度が小さいほど相当ヤング率が低下するため歯車の噛合い点近傍の接触幅が広くなり，垂直応力や τ_1 分布が全体的に低下するためである．この緩和効果によって，K740R の面圧強度が K754R のそれを上回ったと考えられる．

H 材について，Fig.5-14 に τ_{1_peak} と緻密化深さ δ との関係を示す．H 材も上記同様， δ が $0.0 \sim 0.1 \text{ mm}$ の範囲における τ_{1_peak} は，H740 モデルの方が H755 モデルに比べ大きく，実際の未転造 P/M 歯車における密度と面圧疲労強度との関係と符合する． δ が $0.1 \sim 0.2 \text{ mm}$ の範囲になると τ_{1_peak} の減少率は顕著で，特に H740 モデルにおいて著しく減少しており，実際転造による強度の向上効果が H740R において顕著に現れていることと合致する．そして， δ が $0.2 \sim 0.3 \text{ mm}$ の範囲に

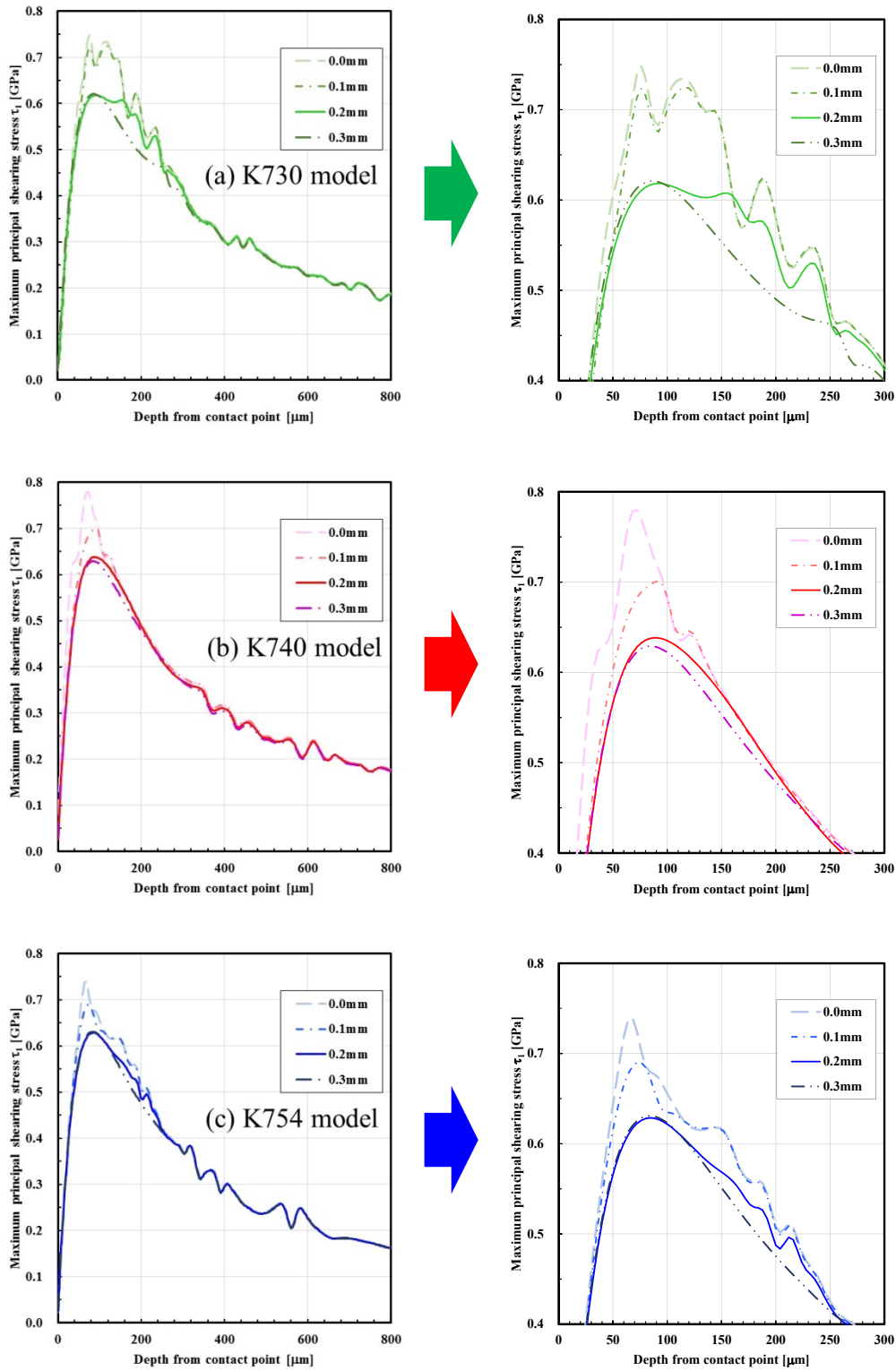


Fig.5-11 Comparison of maximum principal shearing stress distributions along vertical center-line for the different of fully densified depth.

(a)(b)(c) τ_1 distribution of K material, (d)(e) τ_1 distribution of H material.

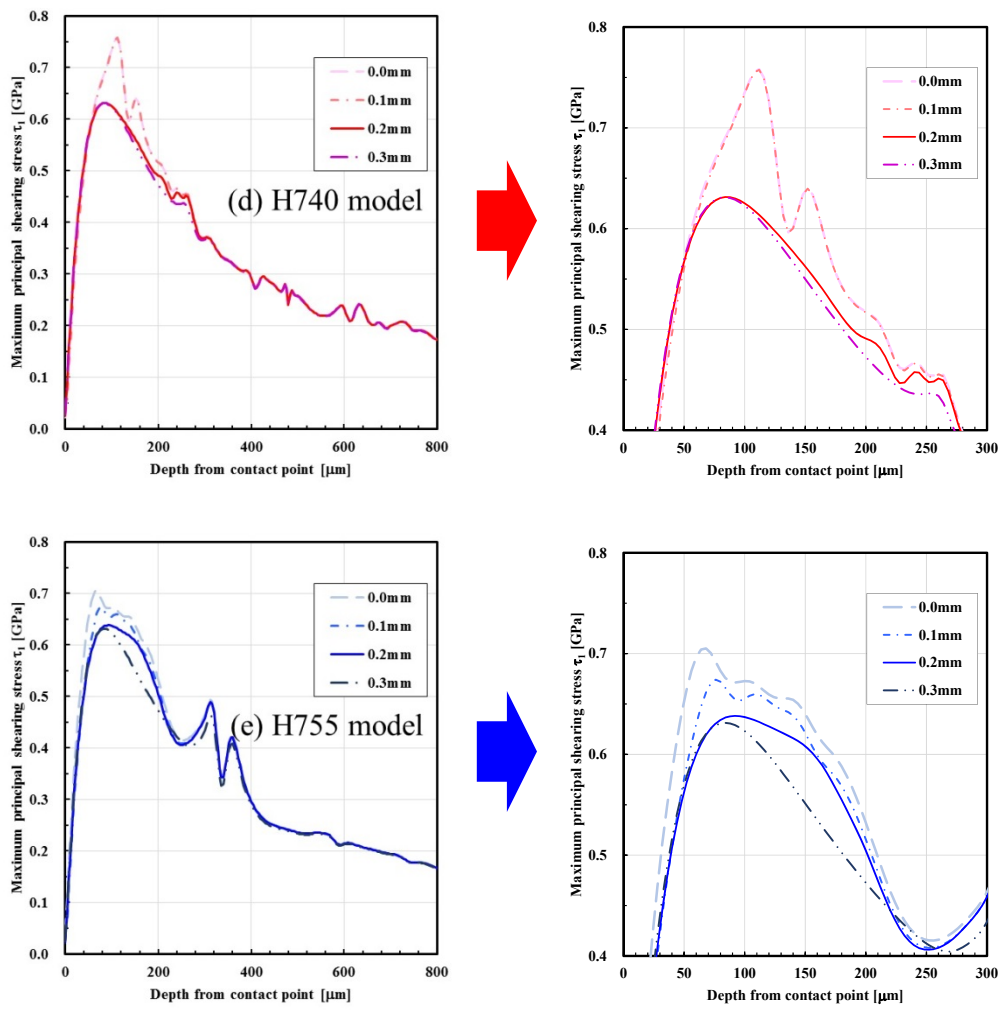


Fig.5-11 Continued

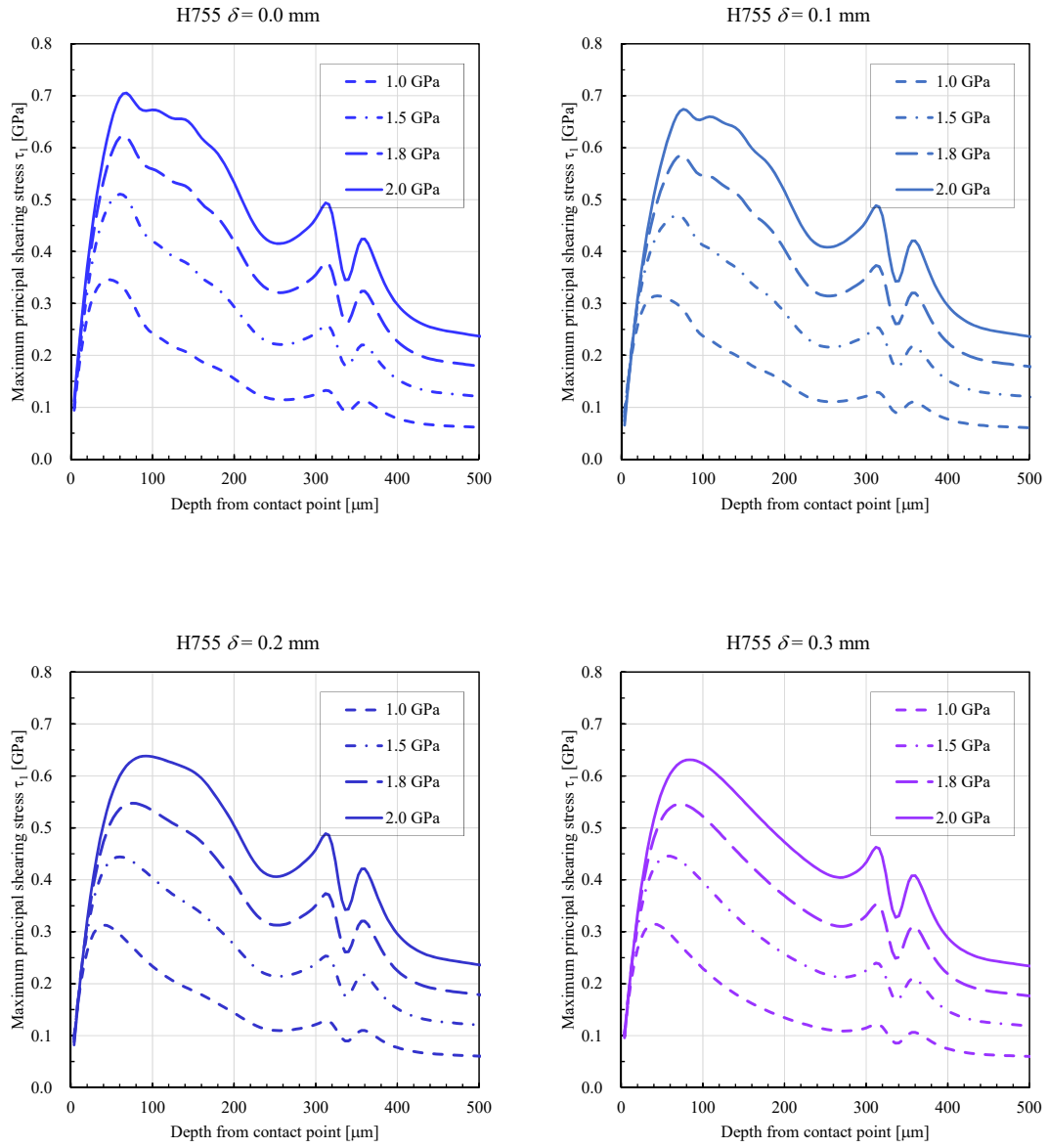


Fig.5-12 Comparison of maximum principal shearing stress distributions along vertical center-line on every compressive load (H755 model)

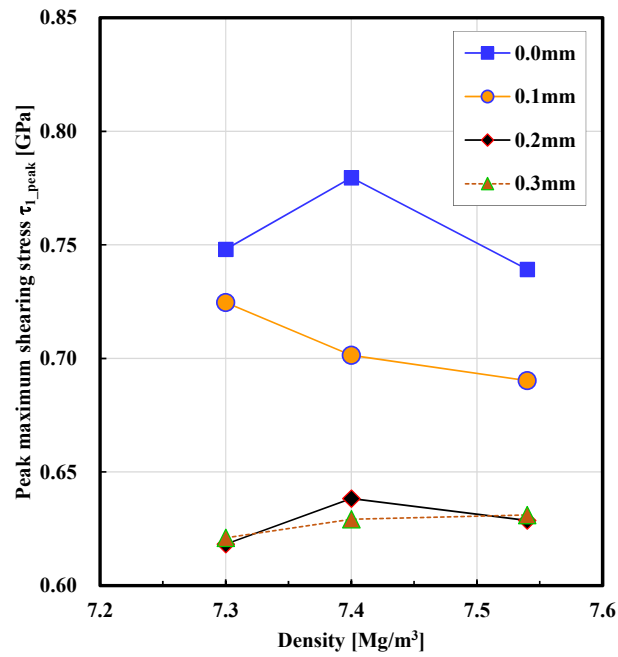


Fig.5-13 Relations between density and peak maximum shearing stress along vertical center-line for the different of fully densified depth (K material)

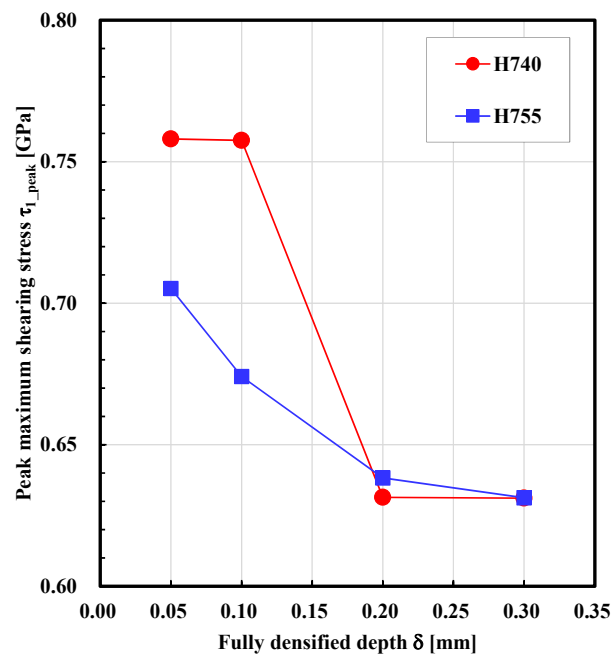


Fig.5-14 Relations between fully densified depth and peak maximum shearing stress along vertical center-line (H material)

なると、いずれも τ_{1_peak} はほぼ一定値に収束する。これは、表面層を十分に緻密化すれば密度に関わらず同等の τ_{1_peak} になることを意味し、試験における H740R と H755R の疲労限が同等であったことと符合する⁸⁾。

以上の転造を表現したモデルを使用した接触応力解析では、表面層を完全な緻密化（空孔率 0%）にした場合を想定して行っている。しかし、試験に供した P/M 歯車の表面層には、Fig.3-4 で示すように緻密化の度合いが最も高い密度 7.40 Mg/m^3 の場合であっても、その空孔率は 1%程度と僅かに空孔が残存している。そこで、実際表面層に残存する空孔の分布や大きさを再現するため、転造した各 P/M 歯車の空孔組織写真を基に FEM モデルを作成し、同様の解析を試みた。

Fig.5-15 に、K 材から製作した場合の各々の断面空孔組織写真と、これを基に作成した FEM モデル、 τ_1 分布を示す。いずれも転造した P/M 歯車の表面層は緻密化度合いが完全でないが、K740R と K754R モデルの τ_1 分布形状は先に解析した $\delta = 0.3 \text{ mm}$ の領域を完全に緻密化した場合と一致している。また、K740R モデルの τ_{1_peak} は K754R のそれより僅かに小さく、発生領域は狭くなっている。一方、K730R モデルは大きな複数の τ_{1_peak} が深い領域にも発生している。この転造モデルから得られた解析結果は K730R, K754R, K740R の順に τ_1 と発生領域が小さくなっており、実際の試験における転造した P/M 歯車の密度と面圧疲労強度との関係を定性的によく説明できる結果になっている。

同様に、H 材から製作した場合のそれを Fig.5-16 に示す。H 材から製作した P/M 歯車は 3 章 3.1 節で記しているように、転造によって表面層はほぼ完全な緻密化されており、H755R モデルの τ_1 分布形状は先の $\delta = 0.3 \text{ mm}$ の範囲を完全に緻密化した場合のそれと一致している。一方、H740R モデルの τ_1 分布形状は大きな複数の τ_{1_peak} が深い領域にも現れ、Fig.5-11 に示す緻密化の度合いが小さい場合（ δ が $0.0 \sim 0.1 \text{ mm}$ の範囲）の解析結果に類似している⁸⁾。この H740R モデルの結果は、接触点近傍に存在する空孔が影響したためと考えられる。そこで、この接触点近傍にある空孔を任意に除去した場合、完全に緻密化した場合を想定した解析モデルを作成し検証した。その結果を Fig.5-17 に示す。比較のため H755R モデルの τ_1 分布も併記した。接触点近傍にある空孔を任意に除去した場合の τ_{1_peak} は H755R モデルのそれより僅かに小さいが、その発生領域は

深くにまで達している．これは，H740R は表面層の緻密化をほぼ完全な度合いまで施さないと，この強度は H755R のそれと同等，若しくは高くないことを示している．これも，試験における転造した H740R の面圧疲労強度が H755R のそれと同等であったことから，転造した P/M 歯車の素材密度と面圧疲労限との関係をよく説明できる結果になっている．

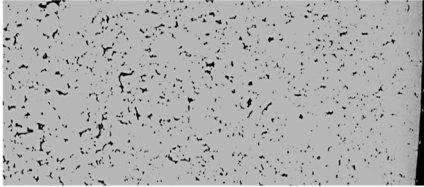
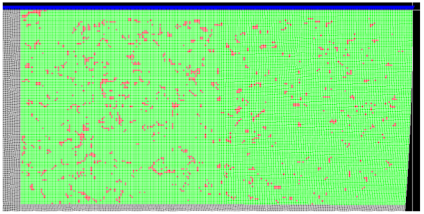
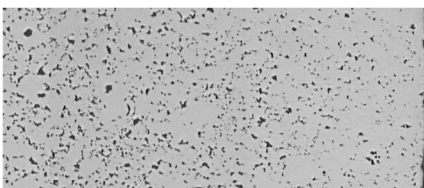
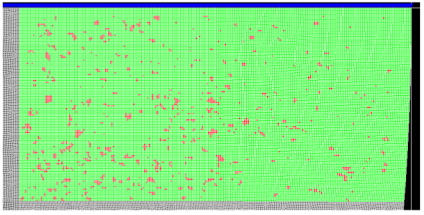
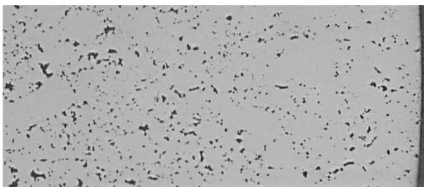
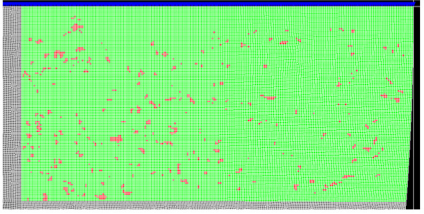
そして，本研究の新しい試みによって上記で得られた τ_{1_peak} は，従来法で求めたその密度における τ_{1_peak} (Fig.5-2) より大きな値となっており，焼結鋼を均質等方性材料として見なす場合より強度が低く解析されている．したがって，モデルに空孔を配置した本研究の新しい試みによって，これまで求めることができなかった空孔周囲の応力集中をモデル全体の応力分布に反映することができたため，実際の現象が説明できたと考えられる．

次に，これまで解析した P/M 歯車の解析結果と溶製鋼歯車のそれとを τ_1 分布で比較する．比較は表面層を完全に緻密化したモデル ($\delta = 200 \mu\text{m}$, $300 \mu\text{m}$) および実際に転造した P/M 歯車から作成したモデルを選定した．溶製鋼歯車のそれは空孔を配置しない場合に等しいことから，Fig.5-2 で示されている従来法で解析した密度 7.8 Mg/m^3 の結果(記号:K78, H78_WroughtSteel)とした．Fig.5-18 に， τ_1 分布と τ_{1_peak} の比較を素材毎に示す．

これにより，K 材をモデルとした場合， τ_{1_peak} と発生領域を考慮すると密度 7.30 Mg/m^3 では $\delta = 300 \mu\text{m}$ 以上の範囲を，密度 7.54 Mg/m^3 では $\delta = 200 \mu\text{m}$ 以上の範囲を完全に緻密化することができれば，面圧疲労強度は溶製鋼に比べ高くなる．実際に転造した P/M 歯車からモデル化した解析結果は，K730R では溶製鋼歯車に比べて強度は低い，K754R は溶製鋼歯車の強度に匹敵するレベルになっている．これに対し，密度 7.40 Mg/m^3 は，表面層を $\delta = 200 \mu\text{m}$ まで完全に緻密化しても τ_{1_peak} の発生領域が深くまで達していることから溶製鋼歯車のそれより強度は低いと考えられ， $\delta = 300 \mu\text{m}$ になるとその τ_{1_peak} と発生領域は溶製鋼歯車のそれより同等以上になり，強度は向上する．また，実際転造を施した K740R の強度は溶製鋼のそれに匹敵する強度が得られている．他方，H 材をモデルとした場合，密度 7.40 Mg/m^3 , 7.54 Mg/m^3 いずれも表面から $\delta = 200 \mu\text{m}$ 以上の範囲を完全に緻密化することができれば，面圧疲労強度は溶製鋼歯車のそれに匹敵，若しくは高くなる．また，実際の H740R からモデル化した場合の解

析結果は、Fig.5-16, Fig.5-17 で示したように表面層近傍にある空孔の影響が大きいため比較対象から除外したが、H754R は溶製鋼に匹敵する強度が得られている。以上のことから、表面層を特定の深さまで完全に緻密化することができれば、不特定多数の空孔を含む焼結鋼であっても溶製鋼歯車の疲労強度に匹敵する強度が得られることを解析的に立証ことができ、また実際に本研究に供した転造した P/M 歯車においても、その面圧疲労強度は溶製鋼歯車のそれに匹敵、若しくはそれ以上の強度レベルに達していることを解析的に明らかにできた。

したがって、K 材から製作する密度 7.40 Mg/m^3 の P/M 歯車の面圧強度は、転造による表面層の緻密化を行うことで、これより密度の高い歯車のそれと同等、若しくはそれ以上に向上することを定性的に求めることができた。一方、H 材から製作する場合は、密度 7.40 Mg/m^3 の P/M 歯車に転造による表面層の緻密化を行えば、密度 7.55 Mg/m^3 の転造した P/M 歯車と同等レベルの面圧強度が得られることを定性的に求めることができた。また、いずれの素材から製作しても密度 7.40 Mg/m^3 以上の転造した P/M 歯車の面圧疲労強度は、溶製鋼歯車のそれに匹敵するレベルに達していることを FEM 解析により示せた。そして、以上の結果は、空孔を取り入れたモデルを用いた FEM 解析手法によって、この周囲に生じる応力集中を求めることができ、これをモデル全体の応力分布に反映させることで実際の面圧疲労試験結果を理論的に説明しており、本手法が焼結鋼を素材とした構造部品の FEM 解析を行う有効性を示せたと言える。

	Microstructure	FEM model
K730R		
K740R		
K754R		

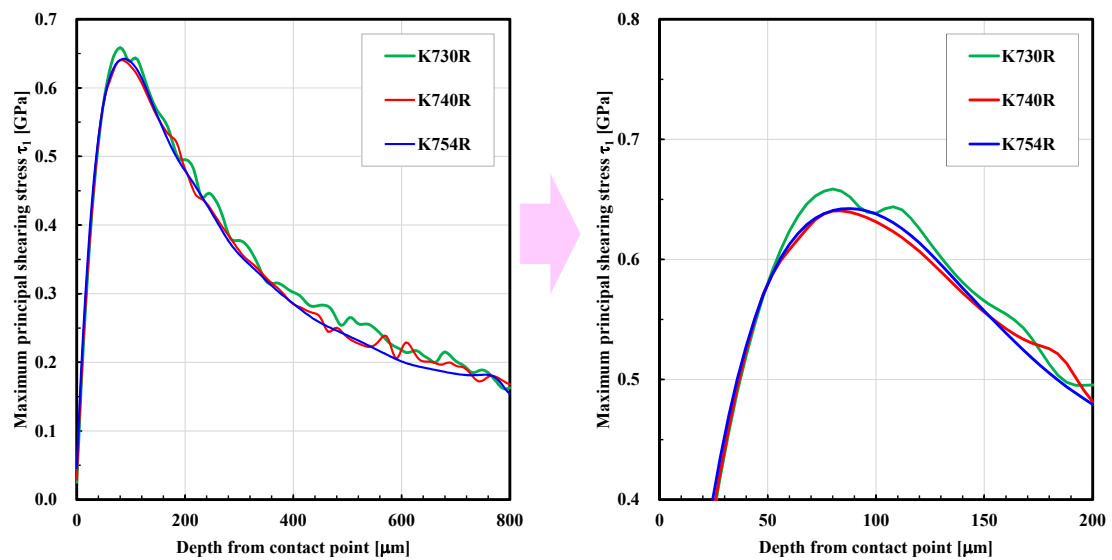
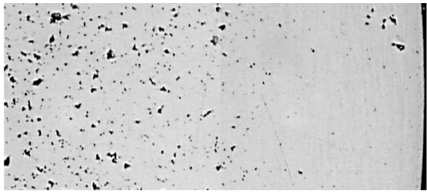
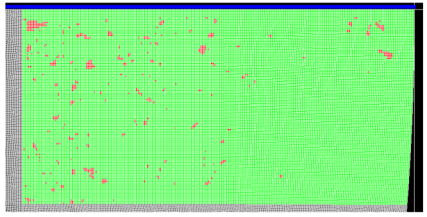
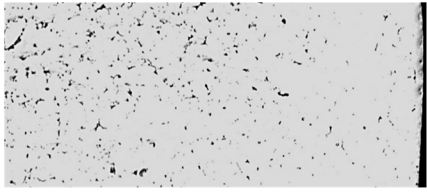
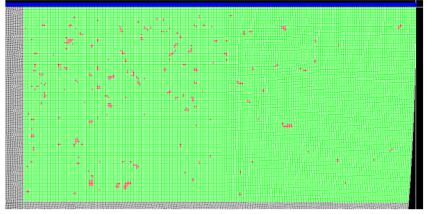


Fig.5-15 The metallographic structure around pitch point of surface-rolled P/M pinions made of K material and FEM analysis results of maximum principal shearing stress distribution along vertical center-line

	Microstructure	FEM model
H740R		
H755R		

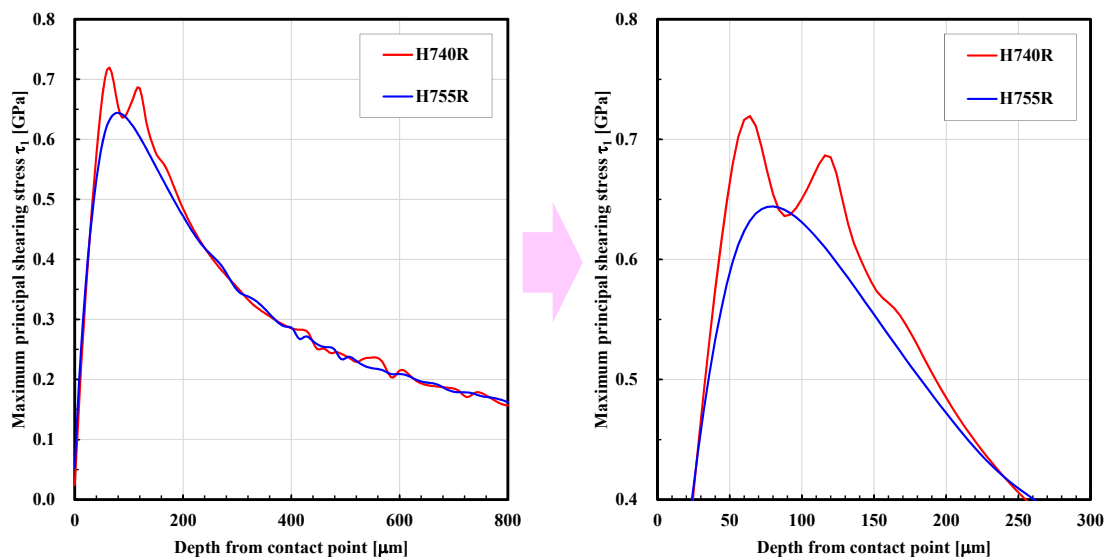
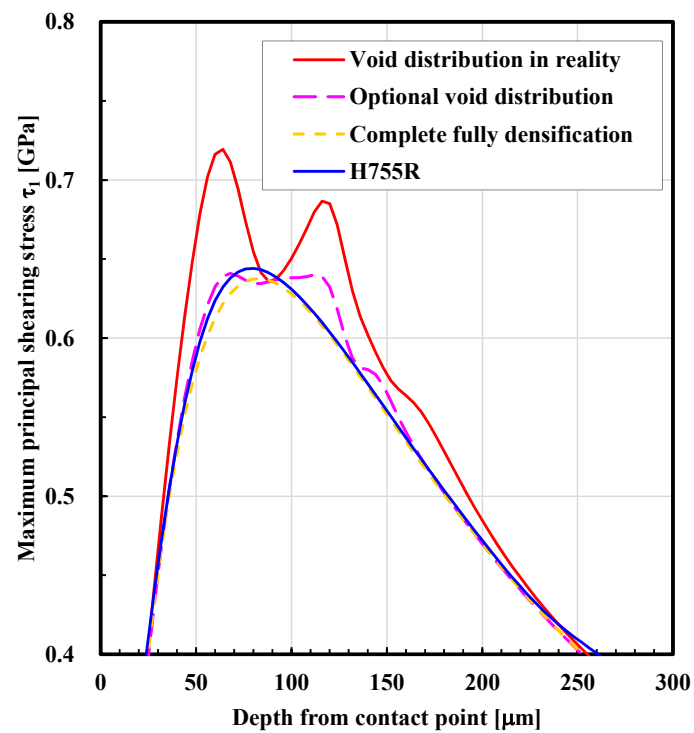
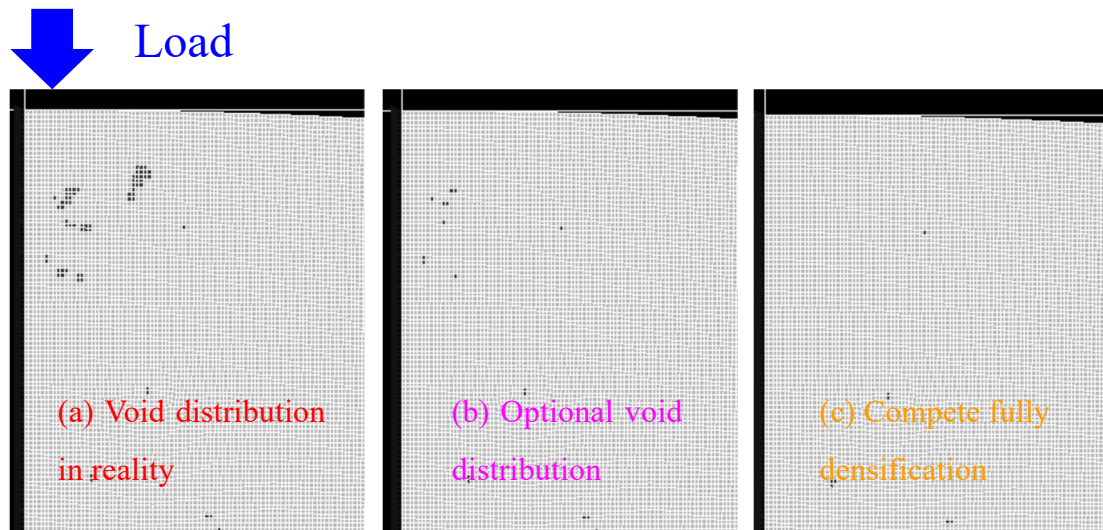
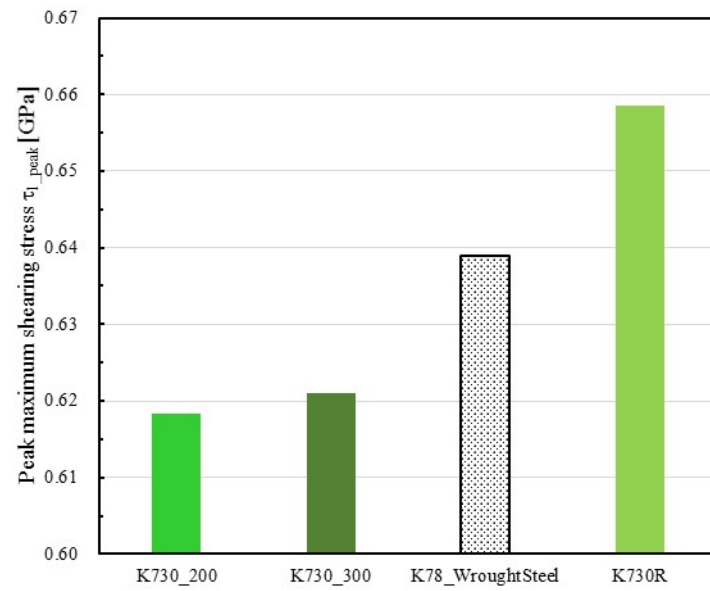
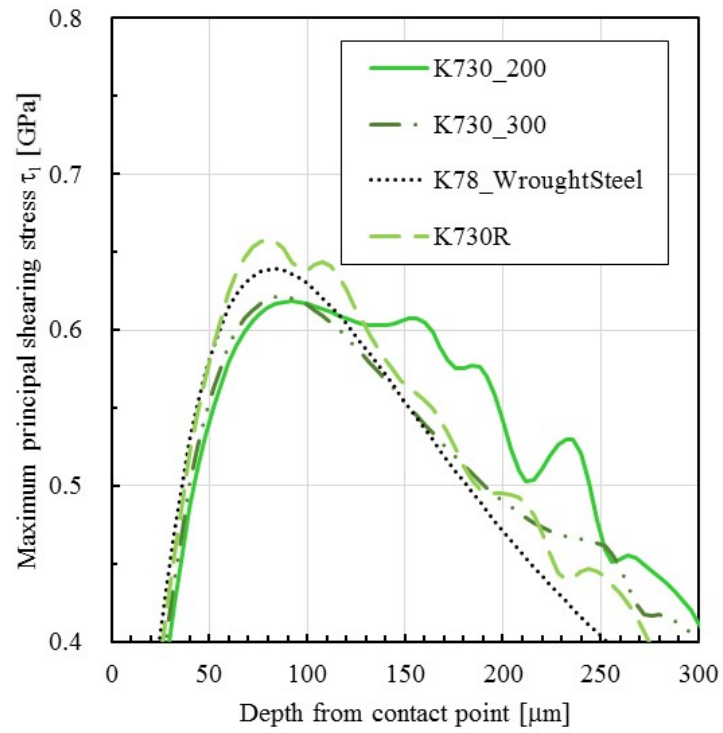


Fig.5-16 The metallographic structure around pitch point of surface-rolled P/M pinions made of H material and FEM analysis results of maximum principal shearing stress distribution along vertical center-line



(d) Comparison of maximum principal shearing stress distributions along vertical center-line

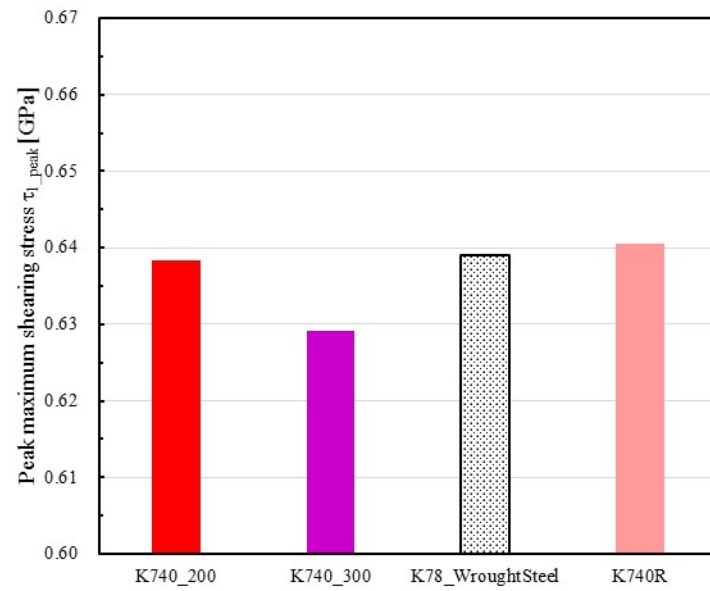
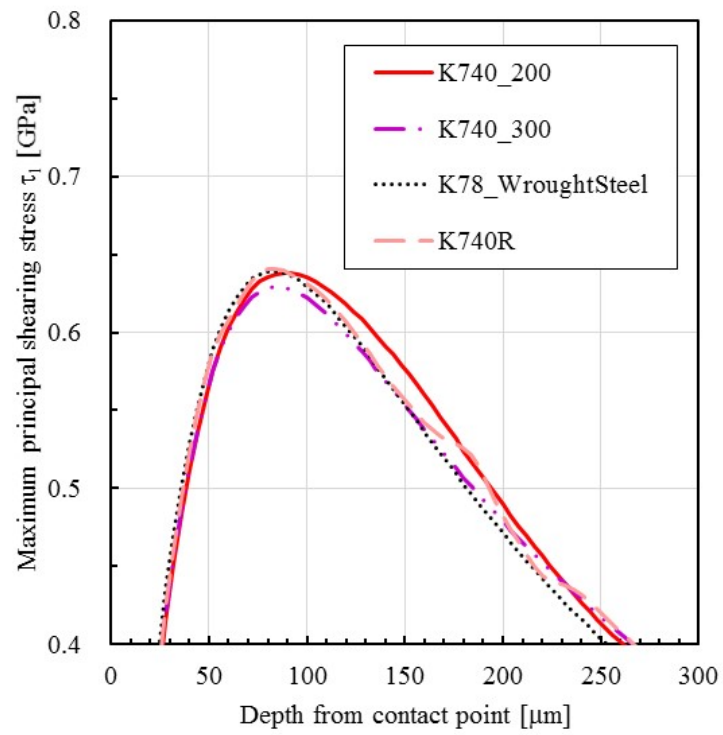
Fig.5-17 FEM analysis results of maximum principal shearing stress distribution along vertical center-line used the modified surface-rolled H740R elastic cylinder models



(a) K730 and K730R model

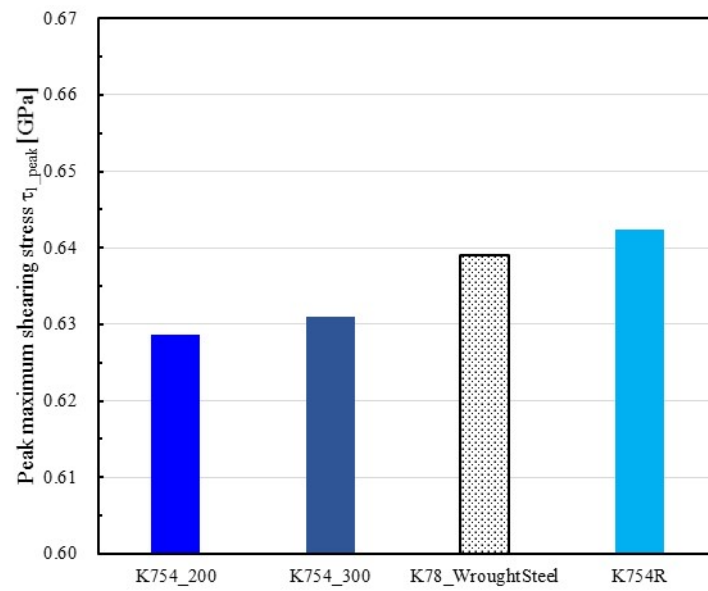
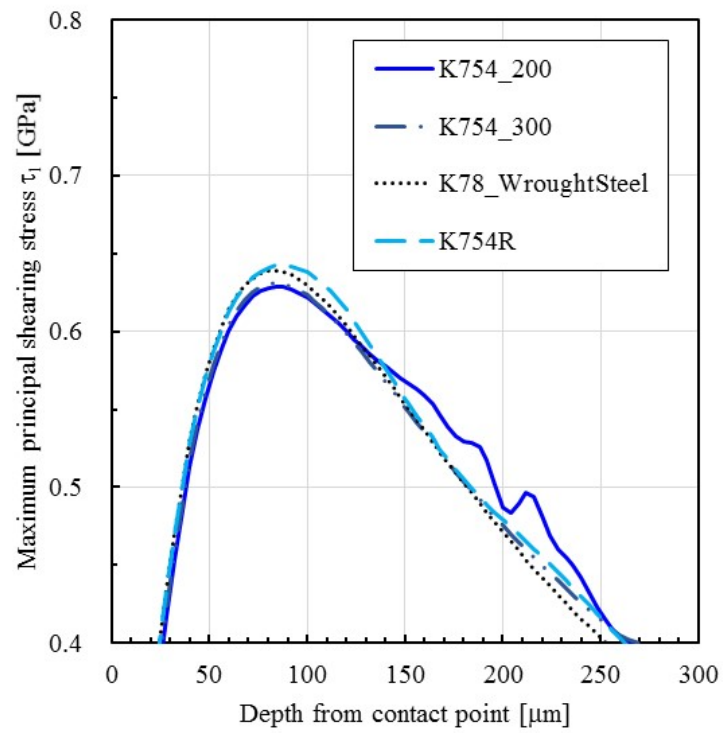
Fig.5-18 Comparison of τ_1 distributions and τ_{1_peak} in the FEM analysis results

(a)(b)(c) K material, (d)(e) H material



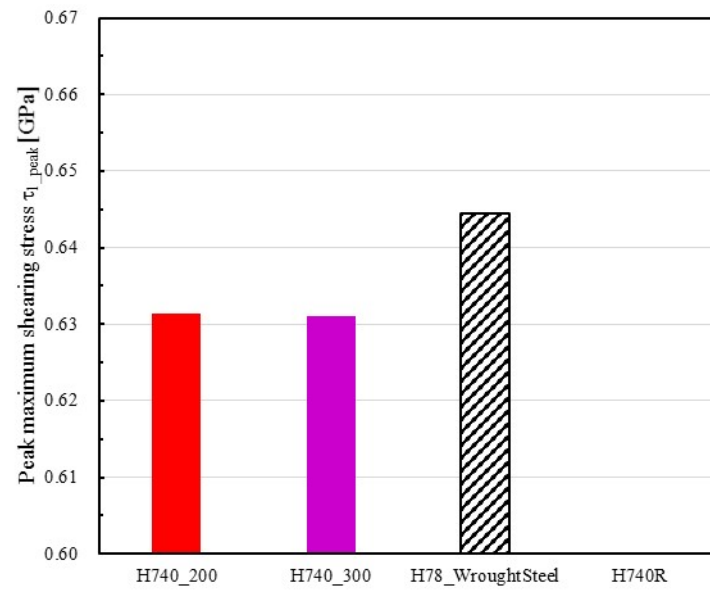
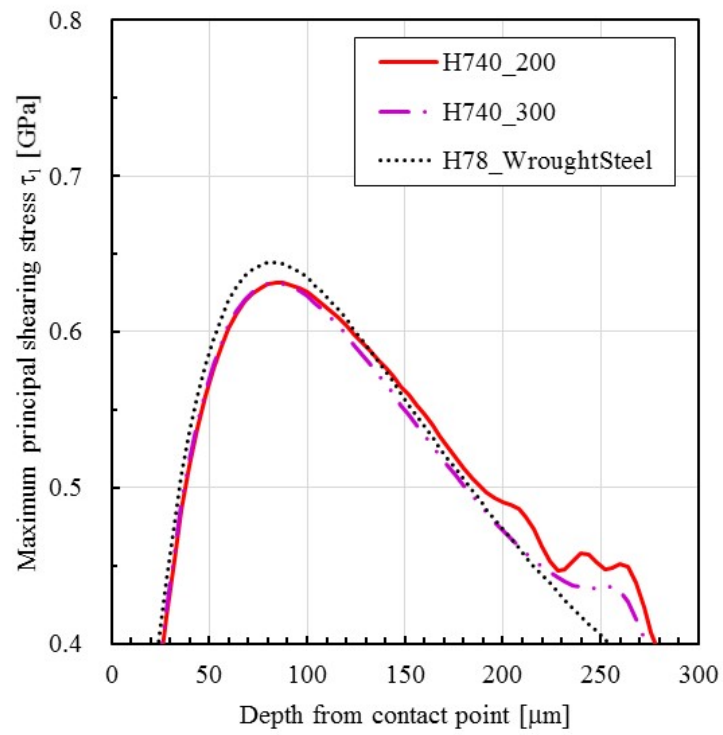
(b) K740 and K740R model

Fig.5-18 Continued



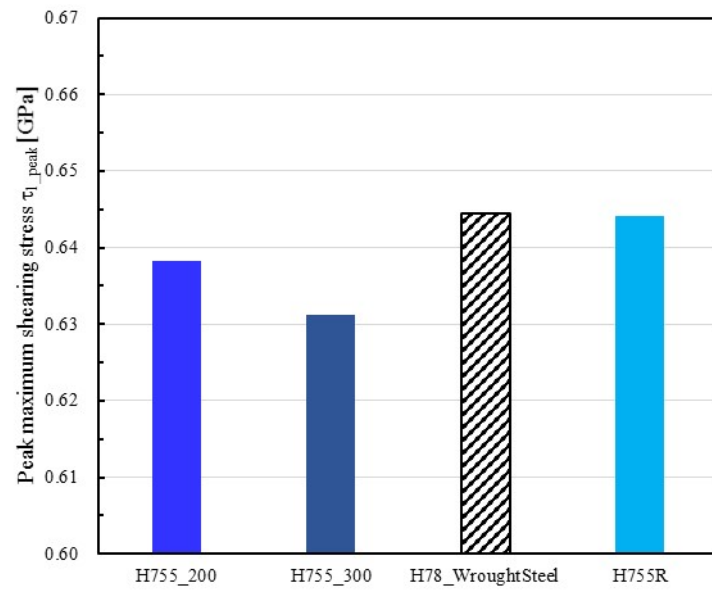
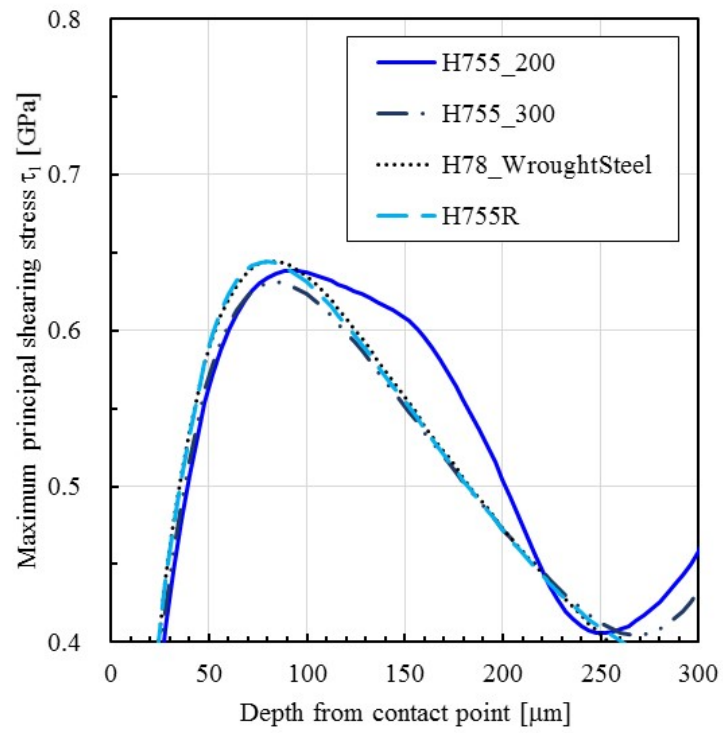
(c) K754 and K754R model

Fig.5-18 Continued



(d) H740 and H740R model

Fig.5-18 Continued



(e) H755 and H755R model

Fig.5-18 Continued

5.4 小括

- 1) 実際の空孔を取り込んだモデルを使用した FEM 解析により，P/M 歯車の最弱断面近傍最表面層に生じる最大主応力 σ_1 と密度との関係は，試験における曲げ疲労強度と密度との関係をよく説明できる．また，P/M 歯車のピッチ点を想定した同様の簡易モデル法線軸に生じる最大主せん断応力 τ_1 と密度との関係も，試験における面圧疲労強度と密度との関係をよく説明できる．
- 2) 実際の空孔を取り込んだモデルの表面層近傍に配置した空孔を除去することで，表面層の緻密化を表現した FEM モデルを使用した解析結果は，試験における転造した P/M 歯車の曲げ疲労強度，面圧疲労強度と密度との関係をよく説明できる．
- 3) 表面層の緻密化を表現した FEM モデルを使用した解析結果より，表面から深さ 0.2 mm までの範囲内を完全に緻密化することができれば，曲げ疲労強度，面圧疲労強度は著しく向上し，これ以上の範囲を緻密化しても強度の向上効果はほとんど得られないことを明らかにした．
- 4) 実際の空孔を取り込んだモデルを使用した FEM 解析により，密度 7.40 Mg/m³を持った P/M 歯車の曲げ疲労強度と面圧疲労強度は，この前後の密度を持った歯車のそれと比べて，表面層を緻密化することで強度の向上効果が最も大きく，最も強度が高くなることを理論的に示すことができた．
- 5) 空孔を再現した FEM モデルを使用することで，空孔の周囲に生じる応力集中を求めることができ，この影響を P/M 歯車全体の応力分布に反映させることができる．これにより，焼結鋼を素材とした場合の応力解析は実際の現象をよく説明できる．

- 6) 素材（鋼種）の違いは、焼結鋼に内在する空孔の分布や大きさ、形状の違いとして現れるため、実際の空孔のそれを取り込んだ解析モデルを使用することで、素材の違いを解析結果に反映することができる。
- 7) 実際の空孔を再現した本研究のモデルを使用することで、従来法では解析できなかった密度と強度の関係、表面層緻密化の度合いと強度の関係を説明することができる。
- 8) 空孔を取り込んだ FEM モデルを使用した接触応力の解析結果から、実際プレアロイ合金鋼粉から製作した、密度 7.4 Mg/m^3 以上の転造した P/M 歯車の面圧強度は溶製鋼歯車のそれに匹敵、若しくはそれ以上であることを明らかにした。
- 9) 本研究で構築したモデルを使用した FEM 解析結果から、空孔は圧縮荷重に対して緩和作用が働くことを明らかにした。
- 10) 本研究で構築するモデルは、表面から深さ 0.1 mm までの範囲内に空孔を再現すると、この影響が応力分布に強く現れることから、この範囲に空孔が存在すると損傷のリスクが高まることを明らかにした。
- 11) 実際に製作した P/M 歯車の断面組織写真を基に、その空孔の分布や大きさ、形状を FEM モデルに再現し、そしてこれの表面層近傍に配置した空孔を除去することで、表面層の緻密化を表現したモデルを構築することができた。

5.5 参考文献

- 1) 遠藤弘之:「焼結機械部品について 第1回新粉末冶金入門講座テキスト」,(社)粉体粉末冶金協会,(1993) 33-45
- 2) T. Takemasu, T. Koide, Y. Takeda, T. Shinbutsu : “Surface Durability Test and Contact Stress Analysis of 1.5Cr-0.2Mo High Density Sintered Steel Gear”, Proceeding of Powder Metallurgy World Congress, H. Miura and A. Kawasaki, Yokohama, Japan Society of Powder and Powder Metallurgy, (2012) CD-ROM.
- 3) S. Shakravarthy, B. Subbaratnam : “Finite Element Analysis and Fatigue Analysis of Spur Gear under Random Loading”, Int. J. Mech. Eng. and Rob. Res. No.4 Vol.3 (2014) 533-541
- 4) 竹増光家, 仲元雅人, 小出隆夫, 武田義信, 新仏利伸:「自動車トランスミッション用 1.5Cr-0.2Mo 焼結合金鋼歯車の荷重負荷能力 (駆動方式, 歯数, 相手歯車の材質, 表面転造の影響)」, 粉体および粉末冶金, Vol.60, No.6, (2013) 271-277
- 5) 永田尊礼, 竹増光家, 小出隆夫, 西田智:「密度の異なる Ni-Mo プレアロイ合金焼結浸炭焼入れ歯車の曲げ疲労強度と空孔を考慮した FEM による歯元曲げ応力解析」, 粉体および粉末冶金, Vol.63, No.1 (2016) 1-6
- 6) T. Nagata, T. Takemasu, T. Koide, N. Hirose : “Tooth Root Bending Stress Analysis of Pre-alloyed Sintered Steel Gears with Different Densities used FEM Model Considering Voids” J. Jpn. Soc. Powder and Powder Metallurgy, No.7 Vol.63 (2016) 568-572
- 7) 永田尊礼, 竹増光家, 小出隆夫, 西田智:「密度の異なる Ni-Mo プレアロイ合金焼結浸炭焼入れ歯車の面圧疲労強度と空孔を考慮した FEM による接触応力解析」, 粉体および粉末冶金, Vol.63, No.12 (2016) 995-1001
- 8) T. Takemasu, T. Nagata, T. Koide, Y. Takeda, N. Hirose : “Stress Analysis in Surface Durability Tests of Sintered Steel Gears with Different Densities Using FE-simulation Considering Voids” Proceeding of World Powder Metallurgy World Congress, Hamburg, European Powder Metallurgy Association, (2016) USB

6 章 総括

本論文では、プレアロイ合金鋼粉（Ni-Mo 系，Cr-Mo 系）から各々製作される，密度の異なる P/M 歯車において，自動車のトランスミッションなど高荷重で使用されている溶製合金鋼浸炭焼入れ歯車に匹敵する荷重伝達能力を有する最適密度を求めることを目的に，これに転造と浸炭焼入れを施したときにその能力に与える効果を検討したものである．そして，その効果やこれと密度との関係を理論的に明らかにすることを目的に，これまで実際の現象が説明できなかった FEM のよる P/M 歯車の応力解析を，実際の空孔の分布や大きさ，形状を取り込んだ解析モデルを構築，使用することで，得られる解析結果が各試験の結果を定性的，定量的に示せることを検討したものである．その結果は次のように総括できる．

1 章「序論」では，本研究の目的および本論文の概要について記した．現在自動車産業における温室効果ガスの排出削減に対する取組みについて記し，その中で自動車のトランスミッション等の高負荷な環境で使用する歯車の現行製法に関する問題点を指摘し，これを粉末冶金法に変更することの優位性を記した．また，粉末冶金法から製作した P/M 歯車の FEM を使用した理論的な解析について，従来の解析方法での問題点と本研究で行った新しい試みについて記した．そして本研究の意義と目的とを記した．

2 章「試験歯車の製作と試験方法」では，本研究で使用了プレアロイ合金鋼粉の特徴を示すとともに，これから製作した P/M 歯車の製作条件を検討した．そして，試験歯車に対して行った空孔観察や空孔率の測定，硬さ試験，曲げ疲労試験，運転試験の評価方法を検討した．

3 章「試験結果」では，Ni-Mo 系および Cr-Mo 系 2 種類のプレアロイ合金鋼粉から各々製作した密度の異なる P/M 歯車に対して，表面転造した場合と未転造の場合とで歯元の曲げ疲労強度と歯面の面圧疲労強度を試験した．この結果

いずれのプレアロイ合金鋼粉から製作した密度 7.40 Mg/m^3 以上の P/M 歯車に、表面転造と浸炭焼入れを施すことにより、溶製合金鋼浸炭焼入れ歯車に匹敵、若しくはそれ以上の曲げ疲労強度、面圧疲労強度を有することを明らかにした。特に、密度 7.40 Mg/m^3 の P/M 歯車に表面転造を施すと、この前後の密度の P/M 歯車に比べ各疲労強度が著しく向上する。

4 章「FEM による応力解析方法」では、P/M 歯車の FEM による応力解析について、その方法を検討した。本研究では、新たな試みとして空孔そのものの影響を解析結果に反映させるため、製作した焼結鋼の空孔組織写真を基に、実際の空孔の大きさや分布、形状を取り込んだ解析モデルを構築したことにある。そして、表面転造の効果を解析する場合には、これの表面層に配置した空孔を取除くことによって表面層の緻密化を表現した解析モデルを作成した。

5 章「解析結果」では、実際の空孔を再現したモデルを使用した FEM 解析により、P/M 歯車の応力解析を検討した。この結果、歯元隅肉部最表面層に生じる最大主応力、歯面ピッチ点法線方向の最大主せん断応力それぞれの主応力の極大値と密度の関係は、試験における曲げ疲労強度、面圧疲労強度と密度の関係を定性的によく説明でき、またこの強度と密度との関係は表面層の緻密化を表現したモデルを使用した場合においても、試験結果を定性的によく説明できることを明らかにした。そして、この緻密化を表現した場合の FEM 解析結果から、密度 7.40 Mg/m^3 のモデルにおいて表面転造による強度の向上効果が最も顕著に現れることを明らかにした。これは、空孔を再現したモデルを使用することで、従来法では求められなかった焼結鋼に内在する空孔の周囲に生じる応力集中をモデル全体に反映させることができたためである。

したがって、焼結鋼のように空孔欠陥（若しくは複合材のような強化相）を包含する素材から製作する構造体を解析する場合には、本研究で行った内包する異なる要素を取り入れたモデルを使用する解析方法の有効性を見出した。

6 章「総括」においては、以上の各章で得られた主要な結果を総括した。

構成論文

1. 密度の異なる Ni-Mo プレアロイ合金焼結浸炭焼入れ歯車の曲げ応力と空孔を考慮した FEM による歯元曲げ応力解析
永田 尊礼, 竹増 光家, 小出 隆夫, 西田 智
粉体および粉末冶金 第 63 巻 第 1 号 17-22 頁 (2016)
2. Tooth Root Bending Stress Analysis of Pre-alloyed Sintered Steel Gears with Different Densities using FEM Model Considering Voids
Takahiro Nagata, Teruie Takemasu, Takao Koide, Norimitsu Hirose
Journal of the Japan Society of Powder and Powder Metallurgy, Vol.63, No.7 (2016) pp.568-572.
3. 密度の異なる Ni-Mo プレアロイ合金焼結浸炭焼入れ歯車の面圧疲労強度と空孔を考慮した FEM による接触応力解析
永田 尊礼, 竹増 光家, 小出 隆夫, 西田 智
粉体および粉末冶金 第 63 巻 第 12 号 995-1001 頁 (2016)
4. Stress Analysis in Durability Tests of Sintered Steel Gears With Different Densities Using FEM Model Considering Voids
Takahiro Nagata, Teruie Takemasu, Takao Koide
Proceedings of The JSME International Conference on Motion and Power Transmissions (MPT2017-Kyoto), Vol. II (2017) pp.377-382.

参考論文

1. Stress Analysis in Surface Durability Tests of Sintered Steel Gears with Different Densities Using FE-simulation Considering Voids
Teruie Takemasu, Takahiro Nagata, Takao Koide, Toshinobu Takeda, Norimitsu Hirose
Proceedings of World PM2016 Congress & Exhibition, (2016) USB

謝辞

本論文をまとめるにあたり，懇切丁寧なる御指導，御鞭撻を賜りました諏訪東京理科大学工学部機械工学科 竹増光家教授に心からの感謝の意を深く表すものであります．

また，諏訪東京理科大学工学部機械工学科 須川修身教授，同経営情報学部経営情報学科 松岡隆志教授，同工学部機械工学科 内海重宜准教授，同工学部コンピュータメディア工学科 松江英明教授，同工学部電気電子工学科 大島政英教授 並びに東京農工大学工学部機械システム学科 桑原利彦教授の諸先生より本論文の内容について懇切丁寧なる御指導を賜りました．諸先生方に対し心から感謝の意を深く表すものであります．

そして，実験を遂行するにあたり多くの御指導を賜りました鳥取大学大学院工学研究科機械宇宙工学専攻 小出隆夫教授，走査電子顕微鏡を借用させて頂いた内海重宜准教授，転造機器を使用させて頂いた株式会社ニッセー，素材を提供して頂いた株式会社神戸製鋼所殿 並びにヘガネスジャパン株式会社殿に，紙面をお借りし厚く感謝の意を表すものであります．

最後に，本研究を遂行するにあたりご協力を頂きました竹増研究室の皆様に，厚く感謝の意を表します．